

TUGAS AKHIR - TM 091585

**STUDI EKSPERIMEN PENGARUH AMPLITUDO
SUMBER GETAR PADA RESPON GETARAN MULTI
NODAL PLAT *MECHANICAL VIBRATION EXCITER*
TERHADAP ARAH GERAK *HEAVE, ROLLING* DAN
*PITCHING***

**ADITYA HAQ
NRP 2113 100 146**

**Dosen Pembimbing
Dr. Wiwiek Hendrowati, ST., MT.**

**DEPARTEMEN TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA 2017**



TUGAS AKHIR – TM091585

**STUDI EKSPERIMEN PENGARUH AMPLITUDO
SUMBER GETAR PADA RESPON GETARAN MULTI
NODAL PLAT *MECHANICAL VIBRATION EXCITER*
TERHADAP ARAH GERAK *HEAVE, ROLLING* DAN
*PITCHING***

ADITYA HAQ
NRP. 2113100146

Dosen Pembimbing:
Dr. Wiwiek Hendrowati, ST., MT.

PROGRAM SARJANA
DEPARTEMEN TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA 2017



FINAL PROJECT – TM091585

**EXPERIMENTAL STUDY OF VIBRATION SOURCE
AMPLITUDE EFFECTS IN MULTI NODAL VIBRATION
RESPONSE OF MECHANICAL VIBRATION EXCITER
TOWARD THE HEAVE, ROLLING AND PITCHING**

ADITYA HAQ
NRP. 2113100146

Advisory Lecturer:
Dr. Wiwiek Hendrowati, ST., MT.

BACHELOR PROGRAM
MECHANICAL ENGINEERING DEPARTMENT
FACULTY OF INDUSTRIAL TECHNOLOGY
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA 2017

STUDI EKSPERIMEN PENGARUH AMPLITUDO
SUMBER GETAR PADA RESPON GETARAN MULTI
NODAL PLAT *MECHANICAL VIBRATION EXCITER*
TERHADAP ARAH GERAK *HEAVE, ROLLING* DAN
PITCHING

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
pada
Program Studi S-1 Departemen Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh:

ADITYA HAQ
NRP. 2113 100 146

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir:

1. Dr. Wiwiek Hendrowati, ST., MT. (Pembimbing)
NIP. 197004121997032003
2. Dr. Eng. Harus Laksana Guntur, ST., M. Eng. (Penguji I)
NIP. 197505111999031001
3. Prof. Ir. I Nyoman Sutantra, Msc., Ph.D. (Penguji II)
NIP. 195106051978031002
4. Ir. Julendra Bambang Ariatedja, MT. (Penguji III)
NIP. 196807061999031004



SURABAYA
JULI, 2017

**STUDI EKSPERIMEN PENGARUH AMPLITUDO
SUMBER GETAR PADA RESPON GETARAN MULTI
NODAL PLAT *MECHANICAL VIBRATION EXCITER*
TERHADAP ARAH GERAK *HEAVE, ROLLING* DAN
*PITCHING***

Nama Mahasiswa : Aditya Haq
NRP : 2113100146
Jurusan : Teknik Mesin
Dosen Pembimbing : Dr. Wiwiek Hendrowati, ST., MT.

Abstrak

Peralatan mesin industri dan manufaktur dapat menghasilkan getaran dengan arah gerak translasi dan rotasi ke arah sumbu tertentu. Getaran dapat berpengaruh terhadap efektifitas kerja suatu mesin, khususnya pada getaran yang berlebihan berakibat pada reduksi life time komponen mesin. Aktualnya getaran di peralatan mesin industri dan otomotif bersifat multi axis, baik heave, translasi, yaw, roll dan pitch. Maka studi mengenai karakteristik getaran pada mesin industri diperlukan untuk mengetahui analisa respon getaran yang terjadi pada satu atau lebih bidang.

Penelitian tugas akhir ini telah dirancang sebuah mekanisme vibration exciter yang dapat merepresentasikan getaran pada mesin industri dengan arah gerak heave, rolling dan pitching dalam skala laboratorium. Alat exciter ini tersusun dari massa, pegas dan peredam yang dieksitasi oleh gaya sinusoidal dari mekanisme motor dan penggerak. Untuk memperoleh getaran dengan arah gerak heave, rolling dan pitching maka koefisien pegas suspensi plat exciter diset berbeda $K_1 < K_2 < K_3 < K_4$. Guna mendapatkan respon getaran dari plat exciter, mekanisme tersebut diuji respon getaran multi nodal dengan probe accelerometer yang sudah terkoneksi oscilloscop. Respon getaran dari hasil eksperimen dibandingkan dengan respon getaran dari metode

simulasi dan pemodelan sistem untuk mengetahui kesamaan bentuk respon.

Dari penelitian respon getaran multi nodal pada plat mechanical vibration exciter, telah dirancang dan dibuat alat simulator getar yang dapat merepresentasikan getaran hingga 3 derajat kebebasan ke arah translasi heave, rotasi rolling dan pitching. Selain itu, dari penelitian didapat hasil respon multi nodal dengan pengaruh variasi amplitudo eksitasi sumber getar dan variasi nilai koefisien pegas suspensi. Data yang didapat berupa respon percepatan pada setiap nodal yang ditampilkan dalam bentuk grafik surface 2D dan 3D root mean square untuk membandingkan nilai percepatan getaran pada masing-masing nodal. Penelitian ini membuktikan bahwa semakin besar amplitudo eksitasi berakibat pada naiknya respon getaran disetiap nodal plat mechanical vibration exciter pada sistem 1 , 2 dan 3 derajat kebebasan.

Kata Kunci : Respon getaran multi nodal, mechanical vibration exciter, scotch yoke, heave rolling dan pitching vibration

EXPERIMENTAL STUDY OF VIBRATION SOURCE AMPLITUDE EFFECTS IN MULTI NODAL VIBRATION RESPONSE OF MECHANICAL VIBRATION EXCITER TOWARD THE HEAVE, ROLLING AND PITCHING

Student's Name : Aditya Haq
NRP : 2113100146
Department : Mechanical Engineering
Advisory Lecturer : Dr. Wiwiek Hendrowati, ST., MT.

Abstract

Industrial machinery and manufacturing equipment can produce vibrations in the direction of translational and rotational motion. Vibration can affect the effectiveness of the work of a machine, especially in excessive vibration resulted in the reduction of the life time from part machine. Actually vibrations in industrial and automotive machine equipment are multi axis, both heave, translational, yaw, roll and pitch. So a study of vibration characteristics in industrial machinery is needed to find out the analysis of vibration response that occurs in one or more fields.

This final project has designed a vibration exciter mechanism that can represent vibration in industrial machine with direction of heave motion, rolling and pitching in laboratory scale. This exciter is composed of masses, springs and dampers that are excited by the sinusoidal force of the motor mechanism and drive. To obtain vibration with the direction of heave motion, rolling and pitching, the coefficient of exciter plate suspension spring is set differently $K_1 < K_2 < K_3 < K_4$. In order to obtain the vibration response from the exciter plate, the mechanism tested the multi nodal vibration response with accelerometer probe connected to oscilloscop. The vibration response of the experimental results is compared with the vibration response of the simulation method and the system modeling to know the similarity of response form.

From the research of multi nodal vibration response on the mechanical vibration exciter plate, it has been designed and made vibration simulator tool which can represent vibration up to 3 degrees of freedom toward heave translations, rolling and pitching. In addition, from the research obtained multi nodal response results with variations of excitation amplitude variation of vibration source and variation of spring coefficient of suspension. The data obtained in the form of acceleration response on each node is displayed in the form of surface graph 2D and 3D root mean square to compare the acceleration value of vibration in each node. This study proves that the greater the amplitude of excitation results in the increase of vibration response in each nodal plate mechanical vibration exciter in the system 1, 2 and 3 degrees of freedom.

Key words : multi nodal vibration response, mechanical vibration exciter, scotch yoke, heave rolling dan pitching vibration

KATA PENGANTAR

Segala puji dan syukur kepada Allah SWT, oleh karena anugrah-Nya penulis dapat menyelesaikan tugas akhir ini. Penulis sangat menyadari bahwa keberhasilan dalam penulisan tugas akhir ini tak lepas dari dukungan dan bantuan berbagai pihak. Melalui kesempatan ini penulis ingin menyampaikan ucapan terima kasih kepada pihak-pihak yang telah banyak membantu dalam proses penyelesaian tugas akhir ini, antara lain :

1. Ibu Dr. Wiwiek Hendrowati, ST., MT. selaku dosen pembimbing tugas akhir yang selalu memberikan saran, motivasi, dan ilmu-ilmu yang sangat bermanfaat bagi penulis. Terima kasih atas kesabarannya selama membimbing penulis.
2. Ibunda tercinta Aisyah dan Ayahanda tercinta Sinwani yang senantiasa memberikan dorongan semangat dan moral bagi penulis untuk terus berusaha dan semangat menuntut ilmu semoga Allah selalu memberikan anugerah-Nya.
3. Bapak Dr. Eng. Harus Laksana Guntur, ST., M.Eng, Prof.Ir. I Nyoman Sutantra Msc. PhD., Ir Julendra Bambang Ariatedja MT., Moch. Solichin, ST, MT, dan Aida Annisa Amin Daman, ST, MT selaku dosen penguji proposal tugas akhir dan sidang tugas akhir penulis, terima kasih atas saran-saran yang telah diberikan.
4. Ibu Ika Dewi Wijayanti ST. MS. dan Bapak Ahmad Syifudin ST. M.eng. PhD. selaku Dosen wali penulis, terima kasih atas kebaikan, perhatian, dan saran-saran yang telah diberikan selama di teknik mesin ITS.
5. Segenap dosen dan karyawan departemen Teknik Mesin ITS yang telah memberikan bekal ilmu dan membantu selama masa perkuliahan.
6. Kakak tercinta Mukhotifa, Briansyah dan Isna yang telah memberikan semangat yang luar biasa kepada penulis.
7. Rekan-rekan M56 yang telah memberikan support dan kenangan terindah di Teknik Mesin ITS.

8. Rekan rekan bimbingan TA Bu Wiwiek : Rachma, Bambang, Wisnu, Arif, Vincent, Riki, Fais, Iman, dan Merza atas bantuannya dalam pengerjaan tugas akhir penulis.
9. Keluarga besar Lab Vibrasi dan Sistem Dinamis yang tidak bisa disebutkan satu persatu oleh penulis.
10. Keluarga sekaligus sahabat penulis Wimba, Yeyen, Ramanda, Kurnia, Mega, Ipul, Rizki, Mohris, Aal, Esqi dan Anggun H.R. yang senantiasa menemani dan memberi dukungan selama studi.
11. Seluruh civitas akademik Teknik Mesin ITS.
12. Serta semua pihak yang tidak dapat disebutkan oleh penulis.

Penulis menyadari masih banyak kekurangan dalam penyusunan tugas akhir ini, oleh karena itu saran dan masukan dari semua pihak sangat penulis harapkan. Penulis berharap semoga tugas akhir ini dapat memberikan manfaat dan berguna bagi perkembangan ilmu pengetahuan.

DAFTAR ISI

ABSTRAK	i
ABSTRACT	iii
KATA PENGANTAR.....	v
DAFTAR ISI	vii
DAFTAR GAMBAR	xi
DAFTAR TABEL	xv
BAB 1 PENDAHULUAN.....	1
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Perumusan Masalah	3
1.3 Tujuan	3
1.4 Batasan Masalah	3
1.5 Manfaat	4
BAB II TINJAUAN TEORI.....	5
2.1 Dasar Teori.....	5
2.1.1 Mekanika getaran.....	5
2.1.2 Gerak Harmonik and <i>Base of Motion</i>	6
2.1.3. Multi Degree Of Freedom	8
2.1.4. Kinematika dan Dinamika	10
2.1.5. Desain <i>helical compresion spring</i> dan menghitung damping	12
2.2. Tinjauan Pustaka.....	13
BAB III METODOLOGI	23
3.1 Tahap Penelitian.....	23
3.1.1. Studi Literatur	24
3.1.2. Identifikasi masalah.....	24
3.1.3. Pemodelan sederhana dari <i>Mechanical Vibration</i> <i>Exciter</i>	24
3.1.4. Rancangan Pengujian dan Desain Experimen	29

3.1.5. Perancangan Mekanisme <i>Mechanical Vibration</i> <i>Exciter</i> dan Rancang Bangun.....	29
3.1.6. Runing Test alat mechanical Vibration Exciter	30
3.1.7. Evaluasi.....	30
3.1.8. Pengambilan data model <i>Mechanical Vibration</i> <i>Exciter</i>	31
3.1.9. Analisa data dan Pembahasan	31
3.1.10. Hasil dan Kesimpulan	31
3.2 Rancang Bangun Mekanisme <i>Mechanical Vibration</i> <i>Exciter</i>	32
3.2.1. Rancangan model dan desain mekanisme <i>vibration</i> <i>exciter</i>	33
3.2.2. Studi literatur dan kajian pustaka.....	37
3.2.3. Penentuan motor penggerak, pegas, dan plat <i>exciter</i>	37
3.2.4. Perencanaan manufaktur dan assembly	40
3.3 Rancangan Pengujian	41
3.3.1 Peralatan Pengujian.....	42
3.3.2 Skema Pengujian.....	44
BAB IV HASIL DAN PEMBAHASAN	49
4.1 Rancang Bangun Alat	49
4.2 Pengujian Parameter Mechanical Vibration Exciter	50
4.2.1. Pengujian massa sistem	50
4.2.1. Pengujian nilai K suspensi pegas.....	51
4.2.3. Pengujian nilai redaman suspensi	52
4.2.4. Pengujian kesamaan nilai probe.....	55
4.4.5. Pengujian frekuensi natural sistem variasi koefisien pegas	56
4.3 Pemodelan Dinamis Sistem.....	59
4.3.1 Free Body Diagram sistem.....	60
4.3.2 Diagram Blok.....	65
4.3.3 Analisa Pemodelan	68

4.4 Pengujian respon getaran	80
4.5 Perbandingan trendline grafik RMS respon pemodelan dan eksperimen	86
BAB V KESIMPULAN DAN SARAN	95
5.1 Kesimpulan	95
5.2 Saran	96
DAFTAR PUSTAKA	97
LAMPIRAN	99
BIODATA PENULIS	105

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2. 1(a) Eksitasi base motion, (b) FBD eksitasi base motion [1]	6
Gambar 2. 2 (a) Grafik hubungan <i>amplitudo ratio</i> dengan <i>frequency ratio</i> , (b) <i>phase angle</i> dengan <i>frequency ratio</i> . [1]	8
Gambar 2. 3 Contoh sistem SDoF free vibration	8
Gambar 2. 4 Sistem <i>undamped</i> dengan 3 DoF [1]	9
Gambar 2. 5 Mekanisme dan diagram kinematik <i>slider crank</i> [3]	11
Gambar 2. 6 Mekanisme <i>Scotch yoke</i> dan diagram kinematika [3]	11
Gambar 2. 7 Grafik displacement $X(t)$ Vs waktu t respon getaran <i>free vibration</i>	13
Gambar 2. 8 Rancangan meja getar oleh Rachma [5]	14
Gambar 2. 9 Grafik respon perpindahan massa dengan variasi amplitudo sumber getar [5]	15
Gambar 2. 10 Grafik respon perpindahan massa dengan variasi frekuensi kerja motor [5]	16
Gambar 2. 11 Tabel klasifikasi tipe exciter berdasarkan karakteristik kerja [6]	17
Gambar 2. 12 Gambar desain <i>Mechanical Vibration Exciter</i> oleh Anekar	17
Gambar 2. 13 Grafik amplitudo getar Vs kecepatan putar motor dengan variasi jarak eksentrik massa unbalance [6]	18
Gambar 2. 14 Torsi input dari mekanisme <i>scotch yoke</i> [7]	19
Gambar 2. 15 Diagram kinematik <i>scotch yoke</i> [7]	20
Gambar 2. 16 posisi penyusunan accelerometer untuk <i>multi axis testing</i> [8]	21
Gambar 2. 17 (a) Hasil RMS pada masing masing titik pengujian dan (b) bode diagram [8]	22
Gambar 3. 1 Diagram alir penyusunan tugas akhir	24

Gambar 3. 2 Desain <i>Mechanical Vibration Exciter</i>	25
Gambar 3. 3 <i>Free Body Diagram</i> alat <i>Mechanical vibration Exciter</i>	26
Gambar 3. 4 Diagram alir rancang bangun <i>Mechanical vibration exciter</i> untuk pengujian respon getaran multi nodal pada plat datar	33
Gambar 3. 5 Kerangka penopang mekanisme <i>vibration exciter</i> ..	34
Gambar 3. 6 Mekanisme pegas suspensi	35
Gambar 3. 7 Plat <i>exciter</i>	35
Gambar 3. 8 Mekanisme penggerak motor	36
Gambar 3. 9 Desain RPM Counter	37
Gambar 3. 10 Massa sistem utama alat MVE	38
Gambar 3. 11 Motor listrik DC	39
Gambar 3. 12 Diagram alir eksperimen respon getaran multi nodal pada plat <i>exciter</i>	42
Gambar 3. 13 Voltage Regulator	42
Gambar 3. 14 Digital Oscilloscope.....	43
Gambar 3. 15 Accelerometer probe.....	44
Gambar 3. 16 Tachometer	44
Gambar 3. 17 Skema alat pengujian.....	45
Gambar 3. 18 Posisi titik pengujian respon getaran multi nodal plat <i>exciter</i>	46
Gambar 3. 19 Rekayasa pengujian respon getaran multi nodal dengan 4 posisi nodal	47
Gambar 4. 1 Alat Mechanical Vibration Exciter	50
Gambar 4. 2 Grafik koefisien kekakuan pegas suspensi	52
Gambar 4. 3 Grafik getaran bebas dari oscilloscope (a) grafik hasil pengukuran oscilloscop (b) grafik dengan filter dan smoothing.....	53
Gambar 4. 4 Grafik RMS vs Frekuensi sistem 1 DoF	57
Gambar 4. 5 Grafik RMS vs frekuensi sistem 2 DoF	58

Gambar 4. 6 Grafik RMS vs frekuensi sistem 3 DoF.....	59
Gambar 4. 7 Free Body Diagram getaran pada plat exciter (a) tampak pandangan depan (b) tampak pandangan samping.....	60
Gambar 4. 8 Diagram blok sistem 3 DoF Mechanical Vibration Exciter.....	67
Gambar 4. 9 Grafik Sinusoidal respon percepatan sistem 1 DoF dengan variasi amplitudo eksitasi	69
Gambar 4. 10 Grafik sinusoidal respon percepatan sudut (a) rolling dan (b) pitching sistem 3 DoF	70
Gambar 4. 11 Bode diagram sistem 1 DoF	71
Gambar 4. 12 Grafik surface respon multi nodal sistem 1 DoF (a) surface 2D, (b) surface 3D	72
Gambar 4. 13 Bode diagram sistem 2 DoF	73
Gambar 4. 14 Grafik surface respon multi nodal untuk Fn 1 (a) 2D surface, (b) 3D surface	74
Gambar 4. 15 Grafik surface respon multi nodal untuk Fn 2 (a) 2D Surface, (b) 3D surface	75
Gambar 4. 16 Bode diagram sistem 3 DoF	76
Gambar 4. 17 Grafik surface respon multi nodal sistem 3 DoF pada Fn1 (a) 2D surface (b) 3D surface.....	78
Gambar 4. 18 Grafik surface respon multi nodal sistem 3 DOF pada Fn2 (a) 2D surface (b) 3D surface.....	79
Gambar 4. 19 Grafik surface respon multi nodal sistem 3 DoF pada Fn3 (a) 2D surface (b) 3D surface.....	80
Gambar 4. 20 Grafik keluaran digital oscilloscop.....	81
Gambar 4. 21 Grafik sinusoidal respon getaran hasil filtering dan smoothing	81
Gambar 4. 22 Grafik surface respon multi nodal sistem 1 DoF ..	83
Gambar 4. 23 Grafik surface respon multi nodal sistem 2 DoF ..	84
Gambar 4. 24 Grafik surface respon multi nodal sistem 3 DoF ..	85

Gambar 4. 25 Grafik RMS respon multi nodal (a) Eksperimen Vs (b) Simulasi pada sistem 1 DoF	87
Gambar 4. 26 Grafik RMS respon multi nodal (a) Eksperimen Vs (b) Simulasi pada sistem 2 DoF	88
Gambar 4. 27 Grafik RMS respon multi nodal (a) Eksperimen Vs (b) Simulasi pada sistem 3 DoF	89
Gambar 4. 28 Grafik respon percepatan sudut sistem 2 DoF	90
Gambar 4. 29 Grafik respon percepatan sudut sistem 3 DoF	91
Gambar 4. 30 Pemodelan sistem dengan memepertimbangkan getaran pada rangka exciter.....	92

DAFTAR TABEL

Tabel 4. 1 Data pengujian massa utama exciter	50
Tabel 4. 2 Data pengujian damping dengan variasi nilai koefisien pegas.....	54
Tabel 4. 3 Data Pengujian kesamaan nilai probe accelerometer .	55
Tabel 4. 4 Data hasil pengujian frekuensi natural sistem 1 DoF .	56
Tabel 4. 5 Data hasil pengujian frekuensi natural sistem 2 DoF .	57
Tabel 4. 6 Data hasil pengujian frekuensi natural sistem 3 DoF .	58
Tabel 4. 7 Frekuensi natural sistem secara teoritis.....	65
Tabel 4. 8 Perbandingan nilai respon sistem 1 DoF dengan metode simulasi dan eksperimen.....	94

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Dalam proses permesinan, operasi mesin industri dan otomotif sering ditemukan kasus getaran berlebih saat peralatan dan mesin-mesin tersebut beroperasi pada frekuensi kerjanya. Getaran pada peralatan permesinan umumnya disebabkan oleh efek *rotating unbalance* seperti pada mesin bubut, mesin milling dan mesin drilling, atau efek gerak harmonis slider terhadap benda kerja seperti kasus pada mesin *jacksaw*. Getaran berlebih terjadi pada peralatan permesinan dapat berupa getaran ke arah translasi yang bergerak terhadap satu sumbu gerak atau getaran dengan arah rotasi pada sebuah bidang. Efek getaran pada peralatan permesinan dapat berpengaruh pada kualitas kerja dari mesin dan meningkatkan kecenderungan terjadinya cacat pada produk. Sedangkan kasus getaran berlebih pada mesin industri seperti pompa, kompresor, turbin dan peralatan berputar lainnya berpengaruh terhadap usia komponen mesin. Semakin besar amplitudo getaran dan lamanya operasi kerja mesin tersebut pada frekuensi natural sistem dapat berakibat pada berkurangnya *life time* mesin dan meningkatkan biaya perawatan mesin.

Respon getaran multi nodal perlu dilakukan penelitian karena aplikasi sistem ini banyak digunakan di industri seperti pada instalasi peralatan pompa diatas plat/bidang datar yang memiliki jarak tumpuan terhadap posisi pompa. Pemilihan posisi penempatan pompa menentukan respon getaran yang terjadi. Sedangkan pada manufaktur aplikasi respon getaran multi nodal dapat terjadi pada proses pemakanan CNC dan drilling benda kerja, posisi titik drilling terhadap cekam dapat berpengaruh pada besar respon getaran yang terjadi dan kemungkinan terjadinya cacat manufaktur. Pengaruh respon getaran multi nodal dibidang otomotif juga dapat di implementasikan untuk menentukan posisi penempatan komponen elektrik yang peka terhadap getaran mesin.

Dalam penelitian ini akan dirancang sebuah mekanisme yang dapat merepresentasikan getaran yang terjadi pada peralatan permesinan, mesin industri dan otomotif dengan merancang alat *mechanical vibration exciter* yang terdiri dari massa pegas dan peredam. Rancang bangun dari alat *exciter* yaitu massa utama berupa plat logam berbentuk persegi yang ditopang oleh 4 buah suspensi di setiap sudut plat dan peredam sistem dari gaya gesek antar komponen yang bergerak. Sumber eksitasi pada sistem berupa gaya sinusoidal dari penggerak motor dan mekanisme *scotch yoke* yang di rangkai tepat pada titik berat plat *exciter*. Penelitian ini dilakukan dalam skala laboratorium di Lab. Vibrasi dan Sistem Dinamis, Departemen Teknik Mesin-ITS, agar mendapatkan getaran di plat *exciter* dengan arah gerak *heave*, *pitch*, dan *roll* maka nilai koefisien pegas diset berbeda pada setiap pegas yang digunakan.

Penelitian getaran multi nodal ini difokuskan pada rancang bangun alat *mechanical vibration exciter* dan analisa respon getaran multi nodal pada plat *exciter* ketika beroperasi di frekuensi natural sistem. Untuk lebih merepresentasikan karakteristik getaran yang terjadi pada kondisi aktual maka dilakukan variasi nilai amplitudo eksitasi sumber getar dan nilai koefisien pegas sistem. Hasil yang diharapkan dari penelitian berupa data sinusoidal dan RMS percepatan getaran ditiap nodal. Alat yang digunakan untuk memperoleh data karakteristik respon getaran multi nodal dengan menggunakan alat probe accelerometer yang dihubungkan dengan digital oscilloscop. Data respon getaran hasil eksperimen selanjutnya akan dibandingkan dengan hasil simulasi dan pemodelan untuk mendapatkan keselarasan *trend line* data.

1.2 Perumusan Masalah

Dari latar belakang penulisan laporan maka dapat diambil permasalahan yang akan dibahas dalam tugas akhir ini adalah sebagai berikut:

1. Bagaimana rancang bangun alat *mechanical vibration exciter* yang merepresentasikan getaran pada peralatan permesinan dan industri dengan arah gerak *heave*, *pitch*, dan *roll*?
2. Bagaimana respon getaran multi nodal pada plat *exciter* saat beroperasi di frekuensi natural sistem?
3. Bagaimana pengaruh variasi amplitudo sumber getar terhadap respon getaran di plat *exciter*?
4. Bagaimana pengaruh variasi koefisien pegas suspensi plat terhadap respon getaran plat *exciter*?

1.3 Tujuan

Tujuan dari penelitian tugas akhir ini sebagai berikut :

1. Merancang bangun alat *mechanical vibration exciter* yang merepresentasikan getaran pada peralatan permesinan dan industri dengan arah gerak *heave*, *pitch*, dan *roll*.
2. Menganalisis respon getaran multi nodal pada plat *exciter* saat beroperasi di frekuensi natural sistem.
3. Mengetahui pengaruh variasi amplitudo sumber getar terhadap respon getaran di plat *exciter*.
4. Mengetahui pengaruh variasi koefisien pegas suspensi plat terhadap respon getaran plat *exciter*.

1.4 Batasan Masalah

Batasan masalah yang digunakan pada tugas akhir ini untuk menyederhanakan sistem adalah sebagai berikut :

1. Plat *exciter* diasumsikan rigid dan tidak mengalami bending dikarenakan beban plat dan sistem penggerak.
2. Sumber getar sistem hanya dari gaya eksitasi motor penggerak DC yang dihubungkan dengan mekanisme pegas penggerak ke plat.
3. Sumber getar berada tepat segaris titik berat plat *exciter*.

4. Mekanisme penggerak dianggap tidak bermasa dan dimodelkan sebagai *base of motion*.
5. Koefisien pegas pada plat *exciter* dikondisikan linear.
6. Massa probe accelerometer ketika di lakukan pengambilan data dapat diabaikan.
7. Frekuensi operasional motor ditentukan di kondisi frekuensi natural pertama sistem dengan kecepatan putar konstan.

1.5 Manfaat

Manfaat dari penelitian tugas akhir ini adalah sebagai berikut :

1. Rancang bangun *Mechanical vibration exciter* dapat merepresentasikan kondisi getaran yang terjadi pada peralatan permesinan, mesin industri dan otomotif sehingga dapat mempermudah penelitian getaran.
2. Penelitian mengenai *mechanical vibration exciter* dapat dijadikan dasar ilmu pengetahuan untuk mendukung penelitian selanjutnya mengenai *Dinamic Vibration Absorber dan Harversting Energy* dari getaran.
3. Sebagai modul pembelajaran dan praktik ilmu mekanika getaran di Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.

BAB II

TINJAUAN TEORI

Pada bab dua ini, dijabarkan landasan teori dari topik tugas akhir penulis. Diantaranya adalah mekanika getaran, gerak harmonik & *motion of base, multi degree of freedom*, Kinematika dan dinamika teknik, desain *helical compresion spring* dan penelitian terdahulu terkait *Mechanical vibration exciter* dan eksperimen getaran multi nodal pada plat.

2.1 Dasar Teori

2.1.1 Mekanika getaran

Mekanika getaran didefinisikan sebagai gerakan berulang dalam interval waktu tertentu yang melewati titik keseimbangan dari suatu sistem yang terdiri dari massa pegas dan peredam. Getaran dari sebuah sistem melibatkan transfer energi antara energi potensial dan energi kinetik. Getaran berdasarkan sumber getarnya dibagi menjadi dua kelompok umum, yaitu getaran bebas dan getaran paksa. Getaran bebas terjadi pada suatu sistem yang disebabkan oleh eksitasi sesaat yang berupa defleksi awal, sedangkan getaran paksa adalah getaran yang terjadi karena gaya eksitasi secara terus menerus terhadap massa sistem. Massa sebuah sistem diasumsikan *rigid body* yang bergerak dengan inersia tertentu, inersia dari massa ditentukan oleh arah pergerakan sistem yaitu transversal sebagai massa partikel (M) atau pergerakan rotasi dengan massa sebagai inersia polar (J_0). Analisa pendekatan yang digunakan untuk menyelesaikan kasus mekanika getaran ada 2 metode utama yaitu *Newton law's equation* dan *energy equation*. [1]

Getaran yang terjadi pada suatu sistem berdasarkan arah gerak dan sumbu putarnya dibedakan sebagai berikut :

1. *Heave*, pergerakan linear suatu benda dengan arah vertikal (*up/down*)
2. *Pitch*, gerak rotasi naik turun benda dari sisi ke sisi di sekitar sumbu lateral Y

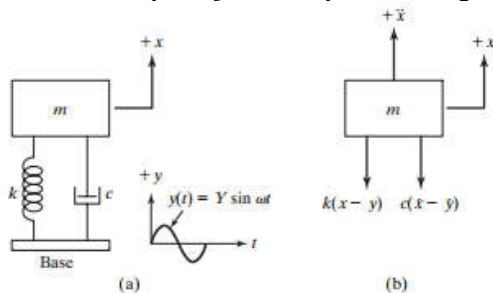
3. *Roll*, pergerakan rotasi dari benda terhadap sumbu X mengakibatkan bidang miring ke kanan atau ke kiri.
4. *Yaw*, pergerakan rotasi dari benda terhadap sumbu vertikal atau sumbu Z

Arah getaran menentukan derajat kebebasan yang dimiliki oleh suatu sistem. Semakin banyak jumlah arah gerak yang terjadi pada sistem maka sebanding dengan derajat kebebasan sistem tersebut. Getaran pada sistem berdasarkan jumlah derjat kebebasannya dapat di klasifikasikan menjadi (SDoF) *Single Degree of Freedom* dan (MDoF) *Multi Degree of Freedom*.

2.1.2 Gerak Harmonik and *Base of Motion*

Gerak harmonik adalah pergerakan dari sebuah sistem yang terdiri dari pegas, massa, dan peredam dimana pergerakan sistem berulang dalam suatu interval waktu. Sedangkan *base of motion* menggambarkan pergerakan suatu massa terhadap base dengan disuport oleh pegas dan peredam. Base sendiri merupakan bidang yang dianggap tidak bermassa sebagaimana ilustrasi pada gambar 2.1.

Base memiliki displacement sebesar $y(t)$ dan massa sistem memiliki displacement sebesar $x(t)$ dari kondisi statis kesetimbangannya terhadap waktu t . Kemudian perubahan panjang pegas disimbolkan sebagai $x - y$ dan kecepatan relatif peredam antara base dengan sistem adalah sebesar $\dot{x} - \dot{y}$. Dari *free body diagram* gambar 2.1b dapat dijabarkan persamaan gerak 2.1 :



Gambar 2. 1(a) Eksitasi base motion, (b) FBD eksitasi base motion [1]

$$m\ddot{x} + c(\dot{x} - \dot{y}) + k(x - y) = 0 \dots\dots\dots (2.1)$$

Jika $y(t) = Y \sin \omega t$, maka persamaan 2.1 menjadi

$$\begin{aligned} m\ddot{x} + c\dot{x} + kx &= ky + c\dot{y} \\ &= kY \sin \omega t + c\omega Y \cos \omega t \\ &= A \sin(\omega t - \alpha) \dots\dots\dots (2.2) \end{aligned}$$

Dimana $A = Y\sqrt{k^2 + (c\omega)^2}$ dan $\alpha = \tan^{-1} \left[\frac{c\omega}{k} \right]$, A adalah gaya harmonis yang bekerja pada sistem. Dari persamaan 2.2 respon *steady state* dari massa adalah sebagai berikut :

$$x_p(t) = \frac{Y\sqrt{k^2 + (c\omega)^2}}{[(k - m\omega^2)^2 + (c\omega)^2]^{0.5}} \sin(\omega t - \phi_1 - \alpha) \dots\dots\dots (2.3)$$

$$\phi_1 = \tan^{-1} \left(\frac{c\omega}{k - m\omega^2} \right) \dots\dots\dots (2.4)$$

Dengan identitas trigonometri persamaan 2.3 dan 2.4 dapat disederhanakan menjadi persamaan 2.5

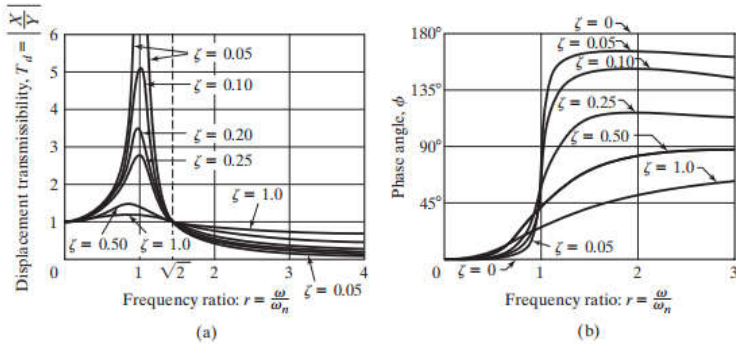
$$x_p(t) = X \sin(\omega t - \phi) \dots\dots\dots (2.5)$$

Dimana nilai X dan ϕ didapatkan dari persamaan 2.6 dan 2.7

$$\frac{X}{Y} = \left[\frac{k^2 + (c\omega)^2}{(k - m\omega^2)^2 + (c\omega)^2} \right]^{0.5} \dots\dots\dots (2.6)$$

$$\phi = \tan^{-1} \left[\frac{m c \omega^3}{k(k - m\omega^2) + (c\omega)^2} \right] \dots\dots\dots (2.7)$$

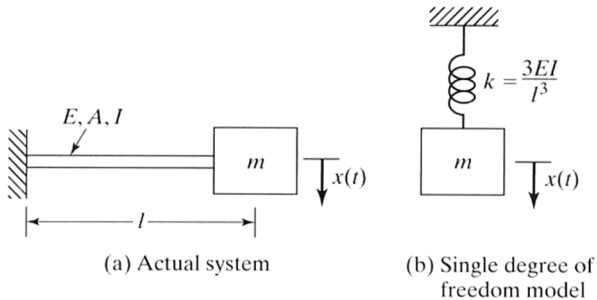
Persamaan diatas menunjukkan seberapa besar amplitudo yang terjadi pada massa utama dan respon getaran dari sistem. Dari fenomena base motion didapat grafik hubungan *amplitude ratio* dan *phase angle* dengan *frequency ratio* yang dapat dilihat pada gambar 2.2.



Gambar 2. 2 (a) Grafik hubungan *amplitudo ratio* dengan *frequency ratio*, (b) *phase angle* dengan *frequency ratio*. [1]

2.1.3. Multi Degree Of Freedom

Derajat kebebasan atau *Degree Of Freedom* dapat didefinisikan sebagai jumlah minimum dari koordinat independen yang diperlukan untuk menentukan posisi dari bagian-bagian sistem pada sembarang waktu. Sistem dengan derajat kebebasan satu seperti pada gambar 2.3, hanya memiliki satu koordinat bebas untuk menentukan kedudukannya. Sedangkan sistem dengan derajat kebebasan lebih dari satu membutuhkan dua atau lebih koordinat bebas untuk menentukan kedudukannya. [2]



Gambar 2. 3 Contoh sistem SDoF free vibration

Pada gambar 2.3 menunjukkan sistem satu derajat kebebasan dengan model matematis. Untuk menentukan besar pergerakan dianalisa dengan hukum kekekalan massa.

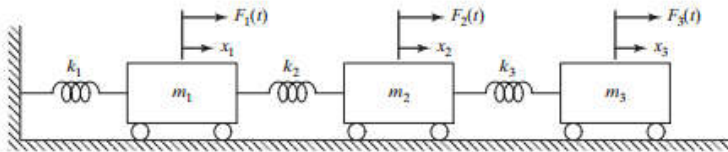
$$M_{eq}x + C_{eq}x + K_{eq}x = 0 \dots\dots\dots (2.8)$$

Dimana : M_{eq} = Massa ekuivalen

C_{eq} = Koefisien redam ekuivalen

K_{eq} = Koefisien pegas Ekuivalen

Sistem yang bergetar secara kontinu tersusun dari 2 atau lebih massa dan diantara massa1 ke massa lain dihubungkan oleh pegas dapat dimodelkan sebagai *multi degree of freedom*. Persamaan gerak untuk *Multi Degree of Freedom* (M.D.o.F) secara umum diturunkan dari Hukum Newton kedua. Karena sistem MDoF memiliki penyelesaian aljabar yang kompleks, maka digunakan matriks untuk merepresentasikan sistem MDoF. Secara sederhana, sistem MDoF dengan 3 derajat kebebasan dapat dimodelkan melalui sistem massa-pegas yang ditarik oleh gaya $F_1(t)$, $F_2(t)$ dan $F_3(t)$ pada gambar 2.5 berikut.



Gambar 2. 4 Sistem *undamped* dengan 3 DoF [1]

Dari gambar 2.4 di atas, maka akan didapatkan matriks dari persamaan gerak dengan menggunakan Hukum Newton kedua yang diberikan untuk setiap massa.

$$M_i x_i + K_i x_i = \sum_j F_{ij} \dots\dots\dots (2.11)$$

Persamaan 2.11 di atas terdiri dari $j=1$, $j=2$ dan $j=3$ sehingga dapat ditulis dalam bentuk matriks:

$$[M] = \begin{bmatrix} M_1 & 0 & 0 \\ 0 & M_2 & 0 \\ 0 & 0 & M_3 \end{bmatrix}, [K] = \begin{bmatrix} K_1 + K_2 & K_2 & 0 \\ K_2 & K_2 + K_3 & K_3 \\ 0 & K_3 & K_3 \end{bmatrix}, [F] = \begin{Bmatrix} F_1(t) \\ F_2(t) \\ F_3(t) \end{Bmatrix} \dots\dots\dots (2.12)$$

Dengan mensubstitusikan persamaan 2.12 ke persamaan 2.11, maka akan didapatkan persamaan 2.13 :

$$\begin{bmatrix} M_1 & 0 & 0 \\ 0 & M_2 & 0 \\ 0 & 0 & M_3 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} K_1 + K_2 & K_2 & 0 \\ K_2 & K_2 + K_3 & K_3 \\ 0 & K_3 & K_3 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_1(t) \\ F_2(t) \\ F_3(t) \end{Bmatrix} \dots\dots\dots (2.13)$$

2.1.4. Kinematika dan Dinamika

Kinematika Mekanisme akan menggambarkan pergerakan suatu mekanisme sesuai dengan *degree of freedom* nya. Salah satu jenis mekanisme yang umum digunakan adalah *silder crank* pada mesin motor bakar, mekanisme yang merubah gerakan rotasi dari poros engkol menjadi gerakan transversal pada *slider*. mekanisme *slider crank* terdiri dari 3 komponen utama yaitu poros engkol, *connecting rod* dan piston yang dihubungkan dengan sambungan pin seperti pada gambar 3. Setiap mekanisme yang bergerak dapat dianalisa perpindahan posisi, kecepatan dan percepatan dari setiap link dengan mengikuti persamaan umum 2.15 jika diketahui sudut (θ_2), kecepatan sudut (ω_2), dan percepatan sudut (α_2). [3]

$$\theta_3 = \sin^{-1} \left\{ \frac{L_1 + L_2 \sin \theta_2}{L_3} \right\} \dots\dots\dots (2.14)$$

$$L_4 = L_2 \sin \theta_2 + L_3 \cos \theta_3 \dots\dots\dots (2.15)$$

Kemudian persamaan kecepatan sudut (ω) dan kecepatan linearnya (v) pada 2.17

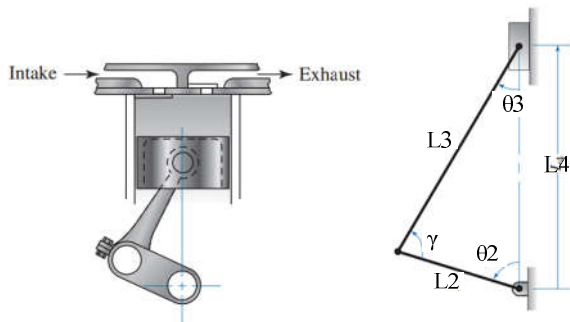
$$\omega_3 = \omega_2 \left(\frac{L_2 \cos \theta_2}{L_3 \cos \theta_3} \right) \dots\dots\dots (2.16)$$

$$v_4 = \omega_2 L_2 \sin \theta_2 + \omega_3 L_3 \sin \theta_3 \dots\dots\dots (2.17)$$

Persamaan percepatan sudut (α) dan percepatan linearnya (a) dapat dilihat pada 2.19

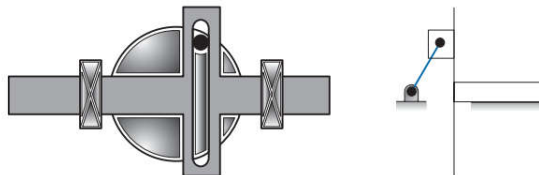
$$\alpha_3 = \frac{\omega_2^2 L_2 \sin \theta_2 + \omega_2^3 L_3 \sin \theta_3 - \alpha_2 L_2 \cos \theta_2}{L_3 \cos \theta_3} \dots\dots\dots (2.18)$$

$$a_4 = \alpha_2 L_2 \sin \theta_2 + \alpha_3 L_3 \sin \theta_3 + \omega_2^2 L_2 \cos \theta_2 + \omega_3^2 L_3 \cos \theta_3 \dots\dots\dots (2.19)$$



Gambar 2. 5 Mekanisme dan diagram kinematik *slider crank* [3]

Mekanisme *scotch yoke* merupakan mekanisme yang umumnya digunakan untuk merubah gerak rotasi menjadi pergerakan geser. Seperti yang ditunjukkan pada gambar 2.5, pin pada rotating link bergerak geser di dalam slot *yoke*. Berdasarkan pergerakan input dan output pada mekanisme *scotch yoke* mirip dengan pergerakan *slider crank*, tetapi gerakan siding yang terjadi berupa gerak sinusoidal murni. Mekanisme *Scotch yoke* memiliki keuntungan dalam pemakaiannya yaitu dimensi dan ukuran yang lebih kecil dibandingkan dengan mekanisme *slider crank* serta komponen yang bergerak lebih sedikit namun tingkat terjadinya keausan lebih tinggi terutama terjadi pada bagian slot. [3] Mekanisme *scotch yoke* yang memiliki pergerakan menyerupai mekanisme *slider crank* maka ada beberapa aspek yang diperhatikan untuk menentukan dimensi mekanisme *scotch yoke*.



(a) Mekanisme *Skotch Yoke*

(b) diagram kinematik

Gambar 2. 6 Mekanisme *Scotch yoke* dan diagram kinematika [3]

2.1.5. Desain *helical compression spring* dan menghitung *damping*

Spring adalah salah satu tipe *mechanical link*, dimana paling sering diaplikasikan bersama massa dan peredam. Setiap pegas didesain khusus untuk menerima energi sesuai dengan arah pembebanan, jenis pegas berdasarkan penggunaannya adalah sebagai berikut : *torsion spring*, *compression spring*, *ekstension spring*, *leaf spring*, *air spring* dsb. Tipe *spring* yang paling biasa digunakan di sehari-hari adalah *helical spring*, terdiri dari koil spiral dengan material kawat yang umumnya digunakan adalah baja dan *steinlessteel*. jenis *helical compression spring* adalah pegas spiral yang di desain dengan kusus untuk menyerap energi dari pembebanan tekan arah aksial. Parameter yang mempengaruhi desain karakteristik koefisien pegas adalah jari-jari koil (R), diameter kawat (D), modulus geser material (G), jumlah lilitan aktif koil (N_a), jarak *pitch* antar kawat (p) dan defleksi statis (δ_s). Parameter-parameter tersebut memiliki hubungan sebagaimana persamaan 2.20 dan 2.21. [4]

$$k = \frac{G \times D^4}{64 N_a \times R^3} \dots\dots\dots (2.20)$$

$$p = D + \frac{\delta_s}{N_a} \dots\dots\dots (2.21)$$

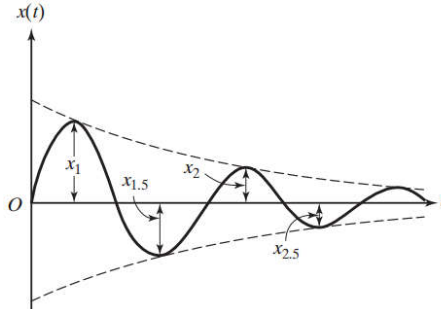
Dalam mendesain *helical compression spring* perlu diperhatikan frekuensi natural pegas itu sendiri untuk menghindari efek resonansi getaran dari pegas sendiri yang disebut *surging*. Pegas hendaknya tidak memiliki frekuensi natural yang sama atau mendekati dengan frekuensi operasional sistem untuk mencegah resonansi getaran. *Surging* pada pegas berakibat pada kecenderungan pegas mengalami *fatigue failure*. Frekuensi natural pegas dapat diketahui dengan persamaan 2.19, dengan parameter (ω_n) frekuensi natural pegas [rad/s]. [4]

$$\omega_{(n)} = \frac{nD}{8R^2 N_a} \sqrt{\frac{G}{2\rho}} \dots\dots\dots (2.22)$$

Damping atau peredam pada umumnya diklasifikasikan menjadi 2 jenis yaitu *viscous damping* dan *coulumb damping*. *Viscous damping* adalah jenis peredam yang paling banyak

digunakan pada analisa mekanika getaran, ketika sistem mekanisme bergetar pada media fluida seperti udara, gas, air atau minyak. Tahanan yang ditimbulkan oleh fluida terhadap bodi yang bergetar mengakibatkan energi terdissipasi. *Coulomb damping* atau biasa disebut *dry-damping* adalah tahanan yang disebabkan oleh gaya gesek antara komponen solid. Untuk mencari damping faktor pada mekanisme jadi dapat diperoleh melalui metode *logaritmik decreement* dengan mencari nilai respon *free vibration* damped seperti gambar 2.7. Metode *logaritmik decreement* membutuhkan data displacement getaran di awal hingga displacement sama dengan 0, kemudian dianalisa dengan persamaan 2.23.

$$\delta = \frac{1}{n} \ln \left(\frac{x_1}{x_{n+1}} \right) = \pi \frac{c}{m\omega_n} \dots\dots\dots (2.23)$$

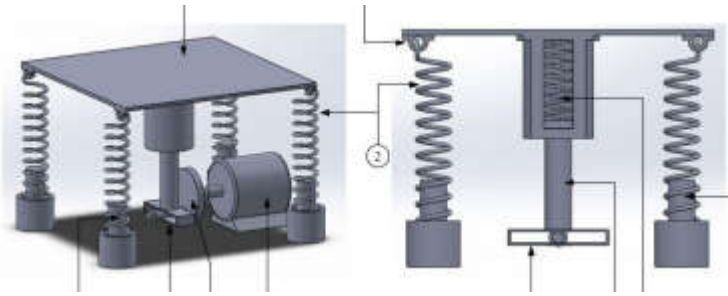


Gambar 2. 7 Grafik displacement $X(t)$ Vs waktu t respon getaran *free vibration*

2.2. Tinjauan Pustaka

Pada 2016, **Wahyu Rachma Efendy** telah melakukan penelitian terhadap meja getar dan *cantilever piezoelektrik* untuk dasar penelitian mengenai *cantilever piezoelektrik vibration absorber*. Penelitian yang dilakukan adalah pemodelan terhadap CPVA yang berfungsi sebagai *dynamic vibration absorber* dan *energy harvester* yang diterapkan untuk mereduksi getaran pada alat simulasi getar dan menyerap energi kinetik dari getaran di plat. Alat simulasi getar yang dirancang oleh Efendy terdiri dari massa,

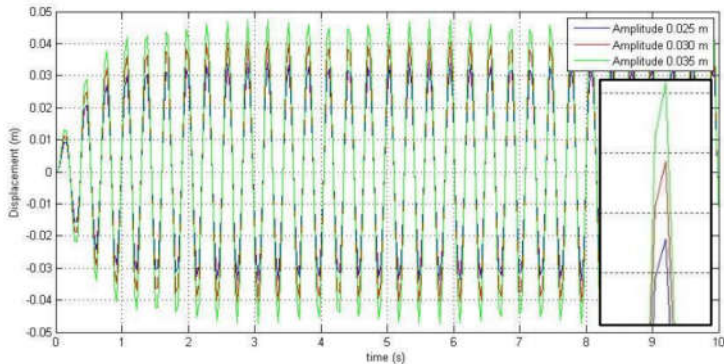
pegas dan peredam yang didesain seperti meja getar pada gambar 2.8.



Gambar 2. 8 Rancangan meja getar oleh Rachma [5]

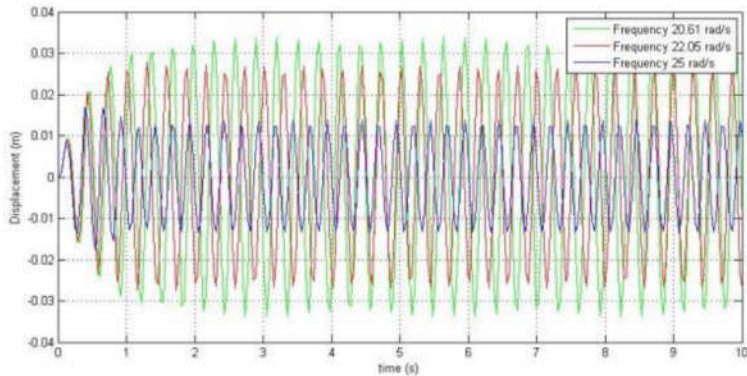
Meja getar terdiri dari plat logam yang ditopang oleh 4 suspensi pegas di setiap corner plat, dan dikenai gaya eksitasi oleh mekanisme *scotch yoke* dengan variasi amplitudo sumber getar. Pemodelan yang dilakukan Efendy terbatas pada jenis getaran transversal dengan arah gerak plat vertikal (*heave*), dengan menggunakan nilai koefisien pegas pada suspensi bernilai seragam. Variasi yang dilakukan adalah variasi amplitudo eksitasi sumber getar dan frekuensi operasional motor. Dalam penelitian ini difokuskan pada perancangan dan pemodelan mekanisme CPVA sehingga tidak banyak dibahas mengenai respon getaran pada meja getar. Hasil dari penelitian menunjukkan bahwa semakin besar amplitudo eksitasi sumber getar menyebabkan perpindahan yang terjadi pada plat semakin besar. Serta semakin dekat frekuensi operasional alat terhadap frekuensi natural sistem maka perpindahan pada plat semakin besar. Alat simulasi getar yang dirancang oleh Efendy berdimensi 50 x 50 x 30 cm dengan arah getaran translasi (*heave*). Hasil simulasi dan pemodelan yang didapat adalah pada gambar 2.9 yaitu semakin besar amplitudo sumber getar maka respon displacement pada plat sistem utama semakin besar. Ditunjukkan saat amplitudo sumber getar sebesar 0,025 m ditunjukkan grafik respon perpindahan warna biru, sedangkan amplitudo 0,030 m ditunjukkan dengan grafik warna

merah dan untuk amplitudo sumber getar 0,035 m ditunjukkan respon warna hijau.



Gambar 2. 9 Grafik respon perpindahan massa dengan variasi amplitudo sumber getar [5]

Sedangkan gambar 2.10 menunjukkan respon perpindahan sistem utama terhadap variasi frekuensi motor. Dari grafik dapat dilihat semakin dekat frekuensi operasional motor ke frekuensi natural maka respon perpindahan semakin besar. Ditunjukkan pada frekuensi natural sistem yaitu 20,61 rad/s didapatkan respon perpindahan grafik warna hijau, sedangkan pada frekuensi operasional 22,05 rad/s respon perpindahan sistem grafik warna merah dan untuk frekuensi operasional di set 25 rad/s didapatkan grafik respon perpindahan warna biru.



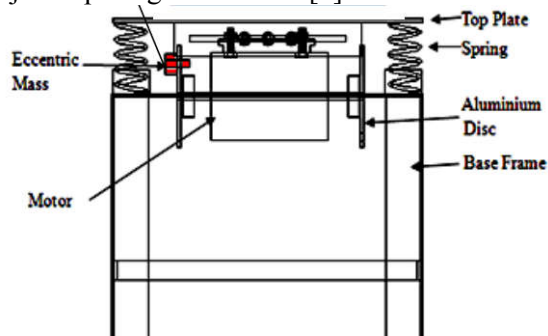
Gambar 2. 10 Grafik respon perpindahan massa dengan variasi frekuensi kerja motor [5]

Penelitian mengenai meja getar sudah pernah dilakukan seperti pada penelitian **Nitinkumar Anekar** yang membahas perancangan, pembuatan dan pengujian performa *mechanical vibration exciter*. Jenis *exciter* berdasarkan sumber eksitasi dilihat pada tabel di gambar 2.11, *exciter* di klasifikasikan menjadi 3 jenis yaitu *mechanical*, *electrodynamic* dan *electrohydraulic*. Pemilihan jenis *exciter* mekanikal dengan alasan biaya penelitian untuk pembuatan mekanisme lebih murah, tidak mengalami masalah kebocoran seperti pada *hydraulic exciters* dan kerugian akibat losses komponen elektrik, masalah kegagalan induksi seperti pada *elektrodynamic exciter*. Sedangkan kekurangan dari jenis mekanikal *exciter* tidak dapat dioperasikan pada temperatur tinggi serta hanya dapat digunakan untuk aplikasi ringan. Frekuensi pengujian yang digunakan juga terbatas hingga frekuensi maksimum motor DC. Namun mekanikal *exciter* dapat diaplikasikan untuk mendapatkan fekuensi natural sistem.

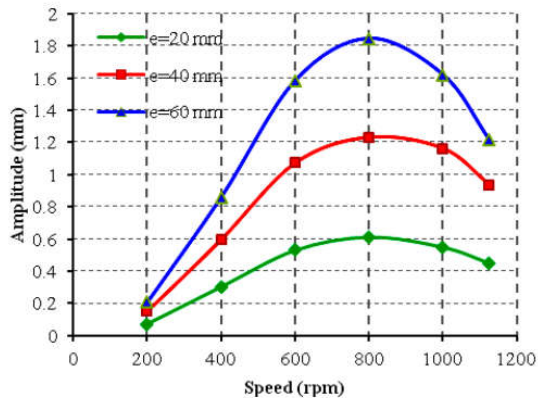
Exciter Type Parameters ↓	Mechanical	Electro- dynamic	Electro- Hydraulic
Frequency	2-50 Hz	2-10,000 Hz	0.1-500 Hz
Maximum Displacement	2.5 cm	2.5 cm	50cm
Maximum Acceleration	20g	100g	20g
Maximum Force	4500 N	2000 N	450,000 N
Excitation Waveform	Sinusoidal only	High flexibility and accuracy	Average flexibility

Gambar 2. 11 Tabel klasifikasi tipe exciter berdasarkan karakteristik kerja [6]

Exciter dengan sumber getar *rotating unbalance* didesain untuk menghasilkan getaran harmonik dari massa unbalance pada disk yang diputar pada frekuensi rendah. Komponen yang diputar dengan massa unbalance akan menimbulkan gaya harmonik pada sistem dari pengaruh gaya tangensial massa unbalance. *Exciter* terdiri dari massa eksentrik pada disk, rangka base, plat massa, pegas dan motor. Rancangan desain sistem *exciter* sebagaimana yang ditunjukkan pada gambar 2.12. [6]



Gambar 2. 12 Gambar desain *Mechanical Vibration Exciter* oleh Anekar

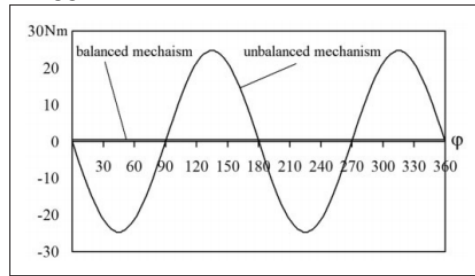


Gambar 2. 13 Grafik amplitudo getar Vs kecepatan putar motor dengan variasi jarak eksentrik massa unbalance [6]

Pada penelitian *exciter* tersebut di cari pengaruh parameter kecepatan putaran motor dan massa unbalance terhadap amplitudo getar pada plat. Selanjutnya divariasi jarak peletakan massa unbalanced dari titik pusat disk untuk mendapatkan data pembanding. Data yang diperoleh digambarkan dalam grafik amplitudo getar Vs kecepatan putar motor seperti pada gambar 2.13. Dari grafik dapat diamati bahwa perubahan jarak eksentrik massa unbalance pada disk yang diputar berpengaruh terhadap besar amplitudo yang dihasilkan tanpa merubah frekuensi titik puncak (*pick*) dari respon getaran sistem.

Selanjutnya pada 2016 penelitian yang dilakukan **Vigen Arakelian** dijelaskan cara mendesain *scotch yoke* untuk meningkatkan kemampuannya menerima beban dinamis. Mekanisme *scotch yoke* umumnya digunakan untuk instalasi perpipaan kontrol *valve actuators* minyak dan gas pada tekanan tinggi, juga pada motor pembakaran dalam contohnya mesin Bourke, mesin SyTech dan berbagai mesin uap. Mekanisme tersebut juga sering digunakan pada mesin pengujian untuk simulasi vibration dengan *harmonic motion*. Keuntungan utama yang dimiliki mekanisme *scotch yoke* adalah tidak menimbulkan gaya ke arah lateral pada piston, sehingga mereduksi gesekan,

getaran dan keausan piston serta dimensinya lebih kecil. Permasalahan pada mekanisme *scotch yoke* adalah torsi inputnya sangat bervariasi seperti pada gambar 2.14, input torsi dapat dikurangi dengan mengoptimalkan distribusi dari massa yang bergerak, atau dengan mengganti dengan *non circular gear* lebih efektif lagi menggunakan *camspring*. Tujuannya adalah mengurangi efek fluktuasi torsi secara periodik pada mekanisme berkecepatan tinggi. [7]



Gambar 2. 14 Torsi input dari mekanisme *scotch yoke* [7]

Hubungan antara rotasi link 1 dan translasi dari link 3 sebagai persamaan 2.23

$$s = l_{OA} \sin \theta \quad (2.23)$$

Dimana θ adalah sudut putar dari link 1; l_{OA} adalah panjang link 1 sebesar jarak joint O dan A; s adalah perpindahan dari slider 3, maka kecepatan slider dapat dibuat persamaan 2.24.

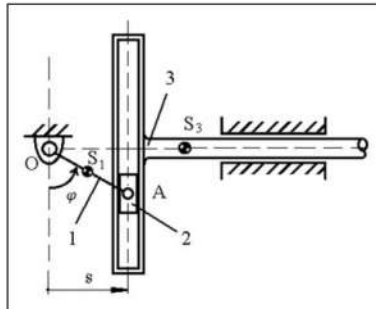
$$s = l_{OA} \theta \cos \theta \quad (2.24)$$

dengan input kecepatan sudut konstan dan turunan pertama dari persamaan 2.24 maka percepatan slider dapat dibuat persamaan 2.25

$$s = l_{OA} (\theta)^2 \sin \theta \quad (2.25)$$

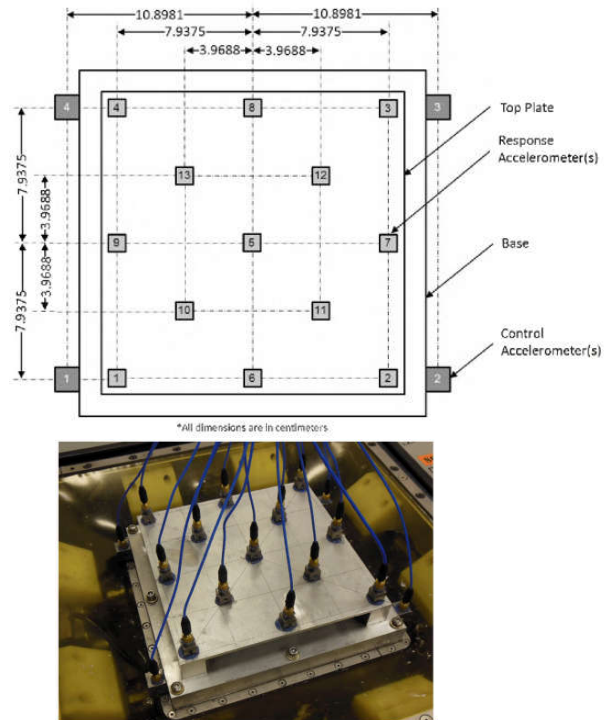
Dan energi kinetik dari mekanisme dapat dituliskan pada persamaan 2.26 [7]

$$T = 0,5(\theta)^2 (I_{S1} + m_1 r_{S1}^2 + m_2 l_{OA}^2 + m_3 l_{OA}^2 \cos^2 \theta) \quad (2.26)$$



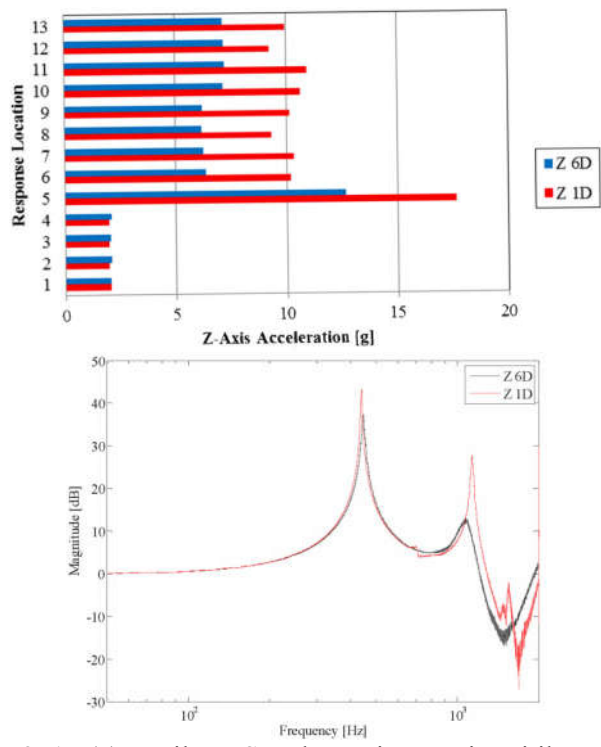
Gambar 2. 15 Diagram kinematik *scotch yoke* [7]

Penelitian yang mendukung penelitian sekaligus tugas akhir studi eksperimen multi nodal adalah tentang respon getaran *single* DoF dan multi DoF serta eksperimen multi nodal oleh **Dr. Laura Jacobs O'malley**. Penelitian tersebut dilatar belakangi oleh penelitian mengenai *single axis testing* yaitu penelitian getaran namun hanya terbatas pada satu arah gerakan. Pada kondisi sebenarnya getaran pada peralatan terjadi pada banyak sumbu, oleh karenanya dilakukan *MDoF Vibration Testing testing* guna membandingkan hasil penelitian secara pemodelan dan eksperimen dengan *SDoF vibration testing*. Salah satu rumusan masalah yang ingin di bahas adalah dapatkah penelitian dengan metode *single axis test* digunakan untuk memprediksi getaran sebagaimana *multi axis* yang terjadi pada struktur benda. Tujuan dari penelitian ini adalah untuk mengetahui hubungan dari input *single axis* dan *multi axis* terhadap respon getaran multi nodal. Peralatan yang digunakan untuk *multi axis test* adalah sistem shaker Team Corporation Tensor™ 900 dan Unholtz-Dickie T2000 untuk *single axis test*, Spectral Dynamics JAGUAR Shaker Control and Analysis System sebagai software kontrol pengujian. Untuk alat pengambilan data uji menggunakan probe accelerometer tipe PCB 356A33 yang dirangkai seperti gambar 2.16. Benda uji yang digunakan adalah plat persegi berdimensi 7 x 7 x 1/8 inch dengan bahan aluminium 6061 yang disuport 4 kaki. [8]



Gambar 2. 16 posisi penyusunan accelerometer untuk *multi axis testing* [8]

Dari penelitian oleh O'malley di dapatkan hasil respon getaran yang ditangkap oleh probe accelerometer seperti pada gambar 2.17. Tingkat RMS pada grafik berdasarkan posisi peletakan sensor pada plat menunjukkan bahwa getaran di posisi titik berat plat memiliki respon percepatan getaran paling besar.



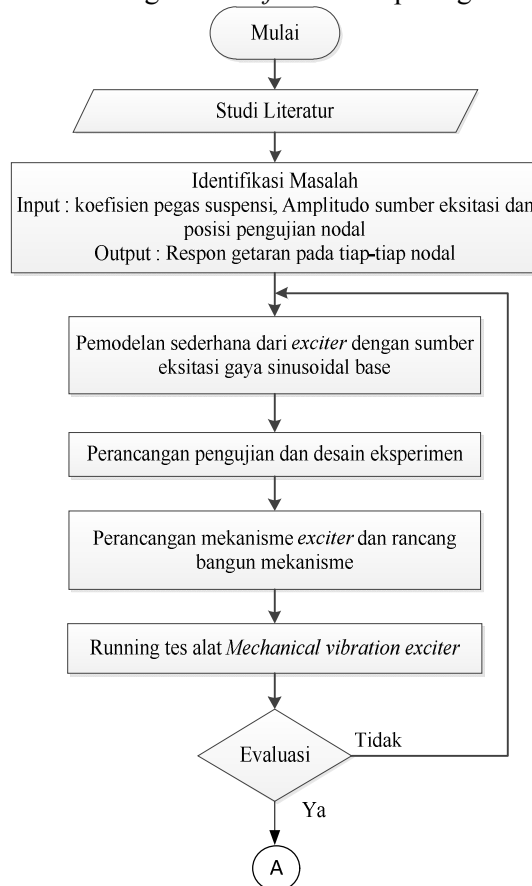
Gambar 2. 17 (a) Hasil RMS pada masing masing titik pengujian dan (b) bode diagram [8]

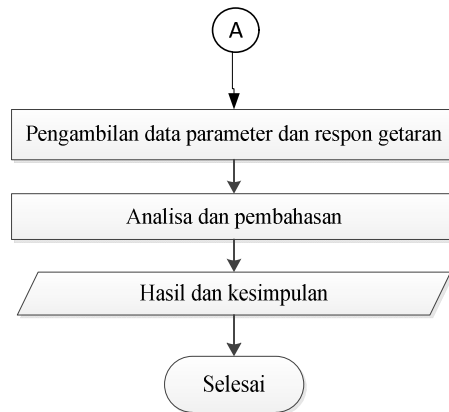
BAB III

METODOLOGI

3.1 Tahap Penelitian

Agar penulisan penelitian untuk tugas akhir ini dapat mencapai tujuan maka diperlukan langkah-langkah penyusunan yang mendukung prosedur penelitian. Prosedur penelitian akan dijelaskan melalui diagram alir/ *flow chart* pada gambar 3.1.





Gambar 3. 1 Diagram alir penyusunan tugas akhir

3.1.1. Studi Literatur

Sebelum penelitian dimulai, dilakukan studi mengenai beberapa literatur dan referensi terkait respon getaran *multi degree of freedom*, *mechanical vibration exciter* dan metode pengujian getaran multi nodal. Studi bertujuan untuk memperkuat pengetahuan dasar penelitian penulis dan mendapatkan referensi yang valid dalam merancang penelitian terkait alat *vibration exciter*. Sumber dan literatur yang digunakan dalam dasar penelitian penulis adalah buku, tugas akhir sebelumnya dan jurnal internasional yang mendukung penelitian.

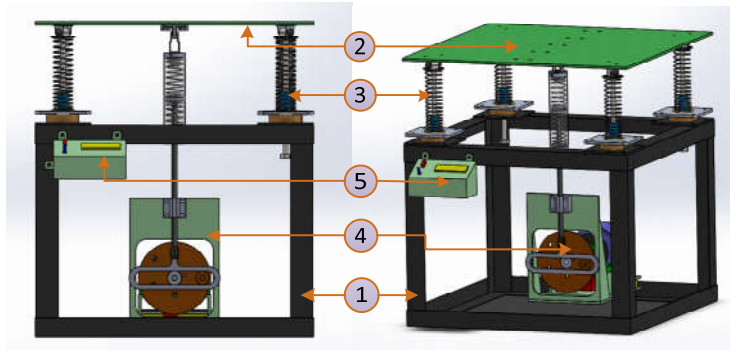
3.1.2. Identifikasi masalah

Pada penelitian ini, permasalahan yang ditemukan akan diidentifikasi menjadi dua objek, yaitu input dan output, input yang diberikan berupa variasi koefisien pegas suspensi, amplitudo sumber eksitasi dan posisi pengujian respon getaran. Sedangkan output dari penelitian yang diharapkan adalah respon getaran pada tiap-tiap nodal yang berupa data percepatan getaran.

3.1.3. Pemodelan sederhana dari *Mechanical Vibration Exciter*

Model dari alat *mechanical vibration exciter* dalam percobaan ini mengacu pada spesifikasi *vibration exciter* yang umum digunakan pada percobaan berskala laboratorium.

Visualisasi model sederhana dari alat *mechanical vibration exciter* dapat dilihat pada gambar 3.2.



Gambar 3. 2 Desain *Mechanical Vibration Exciter*

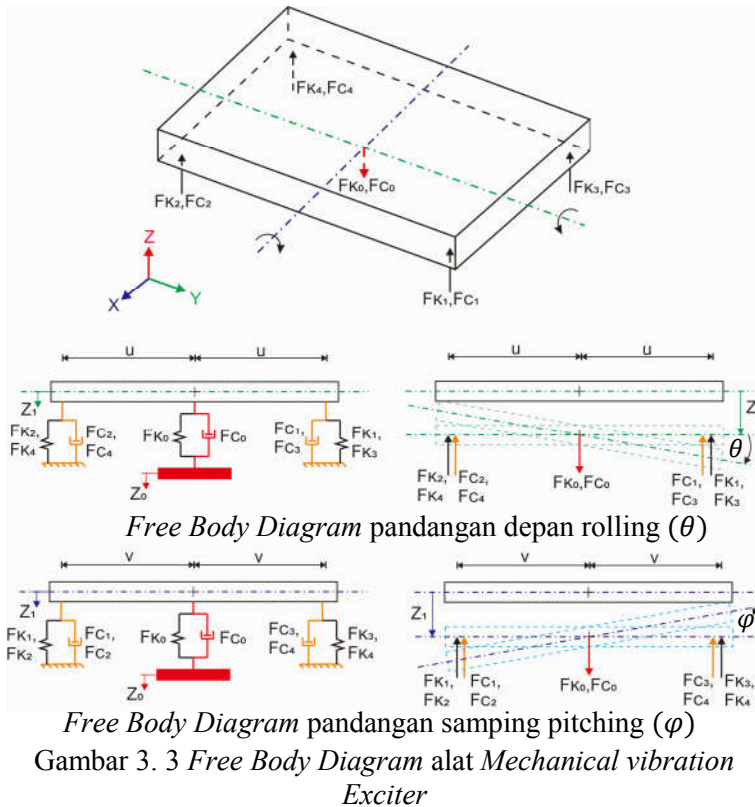
Alat *mechanical vibration exciter* yang dirancang terdiri dari komponen utama sebagai berikut :

- 1) Base rangka
- 2) Plat *Exciter*
- 3) Mekanisme pegas suspensi plat
- 4) Motor dan mekanisme penggerak
- 5) RPM Counter display

Mechanical vibration exciter umumnya menggunakan prinsip *rotating disk unbalance* sebagai input sumber getar, lebihannya rancang bangun relatif mudah tapi arah getaran yang terjadi sulit dikontrol. Pada penelitian ini menggunakan prinsip *motion of base* dengan tujuan memudahkan dalam mendapatkan dan mengontrol getaran yang terjadi pada plat dengan arah *heave, roll dan pitch*.

Persamaan gerak dari sistem terlebih dahulu diturunkan dengan membangun *free body diagram* dari model fisik sistem yang telah disederhanakan. Berdasarkan *free body diagram* gambar 3.3, komponen gaya yang sejenis akan dijumlahkan dengan menggunakan hukum Newton 2. Setelah didapatkan persamaan gerak untuk masing-masing kondisi, persamaan tersebut diubah dalam bentuk persamaan *state variable* dengan

cara merubah persamaan ke bentuk persamaan differensial ordo satu.



Keterangan :

- F_{k0} : Gaya harmonik dari base (N)
- F_{k1} : Gaya aksi-reaksi pegas dari suspensi 1 (N)
- F_{k2} : Gaya aksi-reaksi pegas dari suspensi 2 (N)
- F_{k3} : Gaya aksi-reaksi pegas dari suspensi 3 (N)
- F_{k4} : Gaya aksi-reaksi pegas dari suspensi 4 (N)
- F_{C0} : Gaya redaman dari base (N)
- F_{C1} : Gaya redaman dari suspensi 1 (N)
- F_{C2} : Gaya redaman dari suspensi 2 (N)

- F_{C3} : Gaya redaman dari suspensi 3 (N)
 F_{C4} : Gaya redaman dari suspensi 4 (N)
 u : Jarak dari titik pusat berat ke pegas 1 dan 2 (m)
 v : Jarak dari titik pusat berat ke pegas 1 dan 3 (m)
 Z_1 : *Displacement* dari plat *exciter* (m)
 Z_0 : *Displacement* dari base (m)
 θ : Sudut *rolling* pada plat (derajat)
 φ : Sudut *Pitching* pada plat (derajat)

Dengan nilai F_k dan F_c sebagai berikut :

$$\begin{aligned}
 F_{k0} &= K_0(Z_0 - Z_1) \\
 F_{C0} &= C_0(\dot{Z}_0 - \dot{Z}_1) \\
 F_{k1} &= K_1(Z_1 + u\theta + v\varphi) \\
 F_{k2} &= K_2(Z_1 - u\theta + v\varphi) \\
 F_{k3} &= K_3(Z_1 + u\theta - v\varphi) \\
 F_{k4} &= K_4(Z_1 - u\theta - v\varphi) \\
 F_{C1} &= C_1(\dot{Z}_1 + u\dot{\theta} + v\dot{\varphi}) \\
 F_{C2} &= C_2(\dot{Z}_1 - u\dot{\theta} + v\dot{\varphi}) \\
 F_{C3} &= C_3(\dot{Z}_1 + u\dot{\theta} - v\dot{\varphi}) \\
 F_{C4} &= C_4(\dot{Z}_1 - u\dot{\theta} - v\dot{\varphi})
 \end{aligned}$$

Asumsi koefisien pegas ke 4 suspensi berbeda, dan besar nilai K_1, K_2, K_3 dan K_4 berturut turut adalah $K_1 < K_2 < K_3 < K_4$, maka matrix persamaan gerak sistem seperti pada 3.4.

Persamaan gerak translasi ke arah vertikal (*heave*) pada plat *exciter*:

$$\sum F = m\ddot{Z}_1$$

$$F_{k0} - F_{k1} - F_{k2} - F_{k3} - F_{k4} + F_{C0} - F_{C1} - F_{C2} - F_{C3} - F_{C4} = M\ddot{Z}_1$$

$$\begin{aligned}
 &K_0(Z_0 - Z_1) - K_1(Z_1 + u\theta + v\varphi) - K_2(Z_1 - u\theta + v\varphi) - K_3(Z_1 + u\theta - v\varphi) \\
 &- K_4(Z_1 - u\theta - v\varphi) + C_0(\dot{Z}_0 - \dot{Z}_1) - C_1(\dot{Z}_1 + u\dot{\theta} + v\dot{\varphi}) - C_2(\dot{Z}_1 - u\dot{\theta} + v\dot{\varphi}) \\
 &- C_3(\dot{Z}_1 + u\dot{\theta} - v\dot{\varphi}) - C_4(\dot{Z}_1 - u\dot{\theta} - v\dot{\varphi}) = M\ddot{Z}_1
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 &M\ddot{Z}_1 + K_0Z_1 + K_1Z_1 + K_2Z_1 + K_3Z_1 + K_4Z_1 + K_1u\ddot{\theta} - K_2u\ddot{\theta} + K_3u\ddot{\theta} \\
 &+ K_4u\ddot{\theta} + K_1v\ddot{\varphi} + K_2v\ddot{\varphi} - K_3v\ddot{\varphi} - K_4v\ddot{\varphi} + C_0\dot{Z}_1 + C_1\dot{Z}_1 + C_2\dot{Z}_1 + C_3\dot{Z}_1 + \\
 &+ C_4\dot{Z}_1 + C_1u\ddot{\theta} - C_2u\ddot{\theta} + C_3u\ddot{\theta} - C_4u\ddot{\theta} + C_1v\ddot{\varphi} - C_2v\ddot{\varphi} + C_3v\ddot{\varphi} - C_4v\ddot{\varphi} = \\
 &C_0\ddot{Z}_0 + K_0Z_0
 \end{aligned}$$

$$MZ_1 + Z_1(C_0 + C_1 + C_2 + C_3 + C_4) + \theta(C_1u \quad C_2u + C_3u \quad C_4u) + \varphi(C_1v + C_2v \quad C_3v \quad C_4v) + Z_1(K_0 + K_1 + K_2 + K_3 + K_4) + \theta(K_1u \quad K_2u + K_3u \quad K_4u) + \varphi(K_1v + K_2v \quad K_3v \quad K_4v) = C_0Z_0 + K_0Z_0 \dots\dots\dots (3.1)$$

Persamaan gerak *rolling* pada plat *exciter* :

$$\Sigma M_\theta = J\theta$$

$$F_{k1} \cdot u + F_{k2} \cdot u \quad F_{k3} \cdot u + F_{k4} \cdot u \quad F_{C1} \cdot u + F_{C2} \cdot u \quad F_{C3} \cdot u + F_{C4} \cdot u = J\theta$$

$$J\theta + C_1 \cdot u(Z_1 + u\theta + v\varphi) \quad C_2 \cdot u(Z_1 \quad u\theta + v\varphi) + C_3 \cdot u(Z_1 + u\theta \quad v\varphi) \\ C_4 \cdot u(Z_1 \quad u\theta \quad v\varphi) + K_1 \cdot u(Z_1 + u\theta + v\varphi) \quad K_2 \cdot u(Z_1 \quad u\theta + v\varphi) + \\ K_3 \cdot u(Z_1 + u\theta \quad v\varphi) \quad K_4 \cdot u(Z_1 \quad u\theta \quad v\varphi) = 0$$

$$J\theta + Z_1(C_1u \quad C_2u + C_3u \quad C_4u) + \theta(C_1u^2 + C_2u^2 + C_3u^2 + C_4u^2) + \\ \varphi(C_1uv \quad C_2uv \quad C_3uv + C_4uv) + Z_1(K_1u \quad K_2u + K_3u \quad K_4u) + \theta(K_1u^2 + K_2u^2 + K_3u^2 + K_4u^2) + \varphi(K_1uv \quad K_2uv \quad K_3uv + K_4uv) = 0 \dots\dots\dots (3.2)$$

Persamaan gerak *pitching* pada plat *exciter* :

$$\Sigma M_\varphi = J\varphi$$

$$F_{k1} \cdot v \quad F_{k2} \cdot v + F_{k3} \cdot v + F_{k4} \cdot v \quad F_{C1} \cdot v \quad F_{C2} \cdot v + F_{C3} \cdot v + F_{C4} \cdot v = J\varphi$$

$$J\varphi + C_1 \cdot v(Z_1 + u\theta + v\varphi) + C_2 \cdot v(Z_1 \quad u\theta + v\varphi) \quad C_3 \cdot v(Z_1 + u\theta \quad v\varphi) \\ C_4 \cdot v(Z_1 \quad u\theta \quad v\varphi) + K_1 \cdot v(Z_1 + u\theta + v\varphi) + K_2 \cdot v(Z_1 \quad u\theta + v\varphi) \\ K_3 \cdot v(Z_1 + u\theta \quad v\varphi) \quad K_4 \cdot v(Z_1 \quad u\theta \quad v\varphi) = 0$$

$$J\varphi + Z_1(C_1v + C_2v \quad C_3v \quad C_4v) + \theta(C_1uv \quad C_2uv \quad C_3uv + C_4uv) + \\ \varphi(C_1v^2 + C_2v^2 + C_3v^2 + C_4v^2) + Z_1(K_1v + K_2v \quad K_3v \quad K_4v) + \theta(K_1uv \quad K_2uv \quad K_3uv + K_4uv) + \varphi(K_1v^2 + K_2v^2 + K_3v^2 + K_4v^2) = 0 \dots\dots\dots (3.3)$$

Matrix persamaan gerak sistem multi degree of freedom *mechanical vibration exciter* :

$$\begin{Bmatrix} M & 0 & 0 \\ 0 & J_\theta & 0 \\ 0 & 0 & J_\varphi \end{Bmatrix} \begin{Bmatrix} Z_1 \\ \theta \\ \varphi \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} C_0 + C_1 + C_2 + C_3 + C_4 & (C_1 \quad C_2 + C_3 \quad C_4)u & (C_1 + C_2 \quad C_3 \quad C_4)v \\ (C_1 \quad C_2 + C_3 \quad C_4)u & (C_1 + C_2 + C_3 + C_4)u^2 & (C_1 \quad C_2 \quad C_3 + C_4)uv \\ (C_1 + C_2 \quad C_3 \quad C_4)v & (C_1 \quad C_2 \quad C_3 + C_4)uv & (C_1 + C_2 + C_3 + C_4)v^2 \\ K_0 + K_1 + K_2 + K_3 + K_4 & (K_1 \quad K_2 + K_3 \quad K_4)u & (K_1 + K_2 \quad K_3 \quad K_4)v \\ (K_1 \quad K_2 + K_3 \quad K_4)u & (K_1 + K_2 + K_3 + K_4)u^2 & (K_1 \quad K_2 \quad K_3 + K_4)uv \\ (K_1 + K_2 \quad K_3 \quad K_4)v & (K_1 \quad K_2 \quad K_3 + K_4)uv & (K_1 + K_2 + K_3 + K_4)v^2 \end{Bmatrix} \begin{Bmatrix} Z_1 \\ \theta \\ \varphi \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} C_0Z_0 + K_0Z_0 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \dots\dots\dots (3.4)$$

3.1.4. Rancangan Pengujian dan Desain Experimen

Pengujian respon getaran multi nodal direncanakan akan dilakukan pada plat *mechanical vibration exciter* dengan memposisikan nodal di 17 titik. Nodal yang akan diuji dipilih dengan dasar pertimbangan respon getaran yang ingin diketahui dan pengaruh jarak posisi nodal dari sumber getar serta arah pergeseran nodal, maka pemilihan nodal untuk pengujian sebagai berikut :

1. Nodal tepat pada sumber getar.
2. Nodal berjarak 10 cm dan kelipatannya dari titik sumber getar.
3. Nodal pada setiap corner atau tepat pada suspensi plat.
4. Nodal kearah diagonal plat 10 x 10 cm.

Pengujian akan dilakukan untuk mendapatkan respon terbesar pada plat, untuk itu pengujian direncanakan pada frekuensi operasional motor sama dengan frekuensi natural sistem dan terjadi resonansi yang menyebabkan getaran tertinggi. Untuk mendapatkan frekuensi natural sistem akan dilakukan dengan 2 cara, yaitu pemodelan dan eksperimen. Pemodelan sederhana dengan membuat blok diagram simulink dan memasukkan nilai parameter koefisien pegas (K) dan massa sistem (M) maka didapatkan frekuensi natural sistem. Cara eksperimen dilakukan dengan menguji beberapa titik operasional *exciter* dan diinspeksi getaran yang timbul dengan probe. Dari data respon getaran pada beberapa frekuensi operasional yang didapatkan dari pengujian, data diplotkan dalam grafik percepatan vs frekuensi operasi dan didapatkan kisaran frekuensi natural sistem. Desain eksperimen secara lengkap akan dijelaskan pada sub bab rancangan pengujian.

3.1.5. Perancangan Mekanisme *Mechanical Vibration Exciter* dan Rancang Bangun

Peneliti mendesain model *exciter* menggunakan program software desain 3D Solidwork seperti pada gambar 3.2. Dimana alat *vibration exciter* berbentuk seperti meja persegi datar dengan sisi 500 mm yang disuport oleh 4 suspensi pegas dengan nilai

koefisien pegas berbeda di setiap kaki. Mekanisme tersebut dikenai eksitasi getaran sinusoidal oleh mekanisme penggerak yang terhubung oleh motor DC. Parameter-parameter yang akan berpengaruh terhadap respon getaran yang terjadi pada plat *exciter* adalah sebagai berikut :

- 1) Dimensi, material dan massa plat *exciter*
- 2) Nilai koefisien pegas pada suspensi plat dan mekanisme penggerak
- 3) Jarak eksentrik pada disk
- 4) Kecepatan putaran motor
- 5) Jarak pegas suspensi ke titik berat plat

Perancangan selengkapnya mengenai *mechanical vibration exciter* akan dijelaskan pada sub bab rancang bangun.

3.1.6. Runing Test alat mechanical Vibration Exciter

Runing test dilakukan setelah peralatan *exciter* dimanufaktur untuk menguji apakah alat sudah bekerja sesuai rancangan. Parameter yang menentukan kesuksesan alat uji adalah sebagai berikut :

1. Alat *Mechanical vibration exciter* dapat menghasilkan getaran kearah translasi (*heave*) dan rotasi (*rolling* dan *pitching*).
2. Alat dapat bekerja hingga kecepatan operasi melebihi frekuensi natural sistem.
3. Getaran yang ditimbulkan dapat diinspeksi dengan accelerometer.
4. Alat mampu bekerja dengan aman pada frekuensi natural sistem.
5. Alat dapat digunakan untuk pengujian Dinamic Vibration Absorber.

Hasil runing test akan dicatat dan kemudian dievaluasi untuk menentukan kelayakan alat untuk pengujian respon getaran multi nodal.

3.1.7. Evaluasi

Tahap evaluasi dibutuhkan untuk menentukan layak atau tidaknya alat *exciter* untuk digunakan pada pengujian respon multi

nodal. Keberhasilan alat *mechanical vibration exciter* ditentukan oleh kemampuan alat untuk menjalankan poin-poin di tahap runing test, jika ada salah satu poin yang tidak dapat dicapai oleh *exciter* maka proses akan dikembalikan ke pemodelan sederhana alat.

3.1.8. Pengambilan data model *Mechanical Vibration Exciter*

Dalam penelitian mengenai respon getaran multi nodal pada alat *vibration exciter* diperlukan data utama dan data pendukung penelitian. Data utama adalah hasil respon getaran di tiap nodal plat berupa data percepatan dari *probe accelerometer* yang dibaca oleh *oscilloscope*. Kemudian data tersebut akan dibandingkan terhadap perhitungan analisa respon getaran pada plat dengan metode teoritis dengan menggunakan data pendukung yaitu nilai koefisien pegas suspensi dan pegas penggerak, berat plat *exciter*, Frekuensi operasional motor, amplitudo sumber getar, dan jarak suspensi terhadap titik berat plat. Data pendukung penelitian didapatkan dengan cara pengujian dengan pengulangan pengambilan data masing-masing 3 kali.

3.1.9. Analisa data dan Pembahasan

Data-data pendukung *mechanical vibration exciter* selanjutnya akan dimasukkan sebagai nilai dipemodelan dan simulasi menggunakan matlab dan simulink untuk mendapatkan data berupa respon getaran berdasarkan metode simulasi dan pemodelan. Sedangkan data respon getaran multi nodal secara eksperimen akan diolah hingga mendapatkan data RMS (*Root Mean Square*) dari setiap nodal pada masing-masing variasi pengujian. Sehingga hasil data respon getaran multi nodal secara teoritis nantinya dapat digunakan untuk membandingkan hasil data respon getaran dengan metode eksperimen. Data respon getaran ditampilkan berupa data grafik percepatan terhadap amplitudo sumber getar dan frekuensi kerja motor.

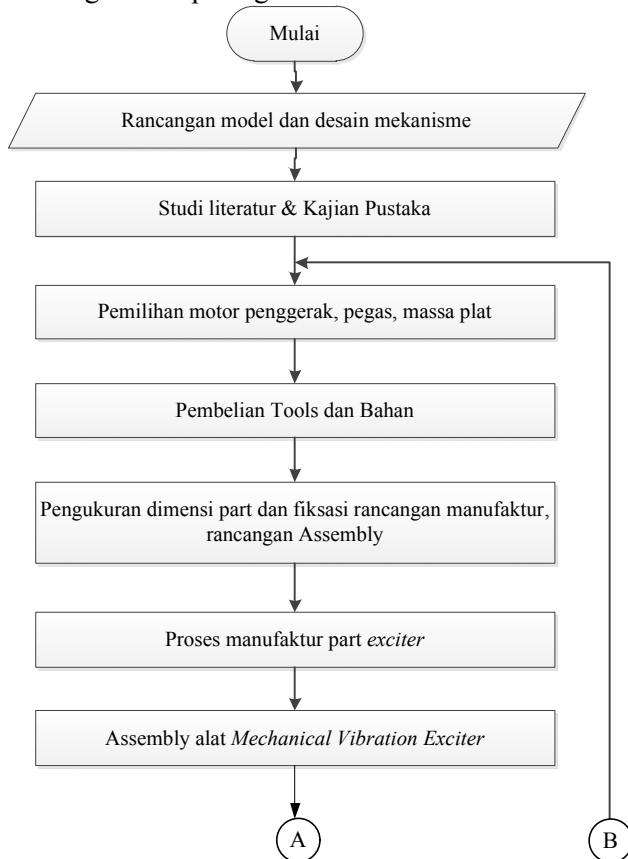
3.1.10. Hasil dan Kesimpulan

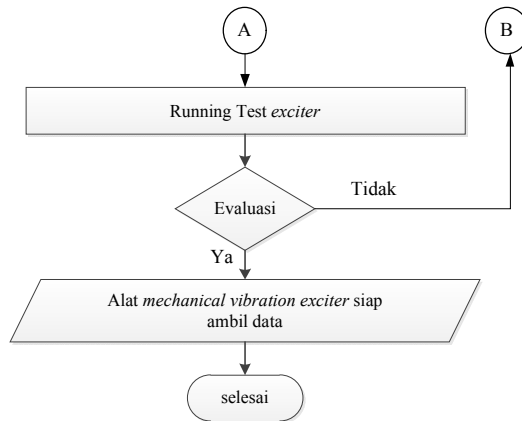
Dari hasil analisa respon getaran pada alat *vibration exciter* dengan metode eksperimen dan pemodelan yang telah dilakukan maka akan dibuat kesimpulan dan saran agar penelitian selanjutnya

mengenai alat *vibration exciter* dan pemodelannya dapat dilakukan dengan lebih baik.

3.2 Rancang Bangun Mekanisme *Mechanical Vibration Exciter*

Untuk memenuhi peralatan penelitian ini maka di buat rancang bangun alat *Mechanical Vibration Exciter*. Pembuatan mekanisme *exciter* dilakukan mengikuti diagram alir rancang bangun sebagaimana pada gambar 3.4.





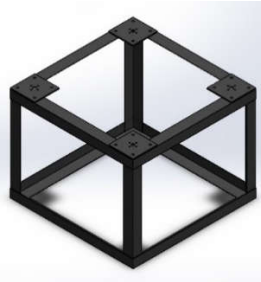
Gambar 3. 4 Diagram alir rancang bangun *Mechanical vibration exciter* untuk pengujian respon getaran multi nodal pada plat datar

3.2.1. Rancangan model dan desain mekanisme *vibration exciter*

Alat *mechanical vibration exciter* seperti pada gambar 3.2 terdiri dari komponen utama sebagai berikut :

1. Base rangka

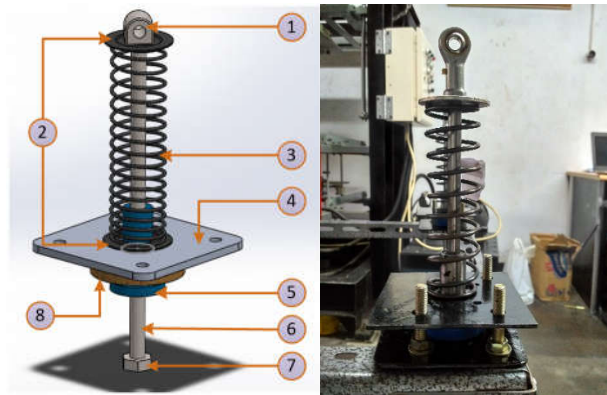
Rancangan untuk base adalah kerangka berbentuk balok yang dibuat dari material besi siku dengan desain seperti gambar 3.5. Base Rangka berfungsi sebagai kerangka utama dari *Mechanical vibration exciter*, dan menopang beban alat. Di sudut sambungan rangka terdapat 4 buah plat baja yang berfungsi sebagaiudukan linear bushing. Rangka base tersusun dari besi siku dengan sambungan las, tujuannya membuat rangka kokoh ketika *exciter* beroperasi di frekuensi natural sistem.



Gambar 3. 5 Kerangka penopang mekanisme *vibration exciter*

2. Mekanisme pegas suspensi

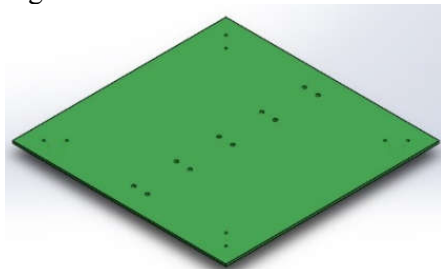
Untuk menyerap energi getaran maka mekanisme pegas suspensi didesain seperti pada gambar 3.6, dimana dalam perancangan mekanisme digunakan komponen utama pegas dengan jenis *helical compresion spring* (3). Komponen lain untuk mekanisme penggerak adalah *rod* (6) dari material *stainlesssteel* sebagai pengarah gerakan plat *exciter*. *Linear bushing* (5) untuk menahan rod agar arah gerakannya vertikal dan mengurangi gesekan antara *rod* dengan pengarah. Pada ujung *rod* terdapat *rod end joint* (1) yang menghubungkan mekanisme pegas suspensi dengan plat sekaligus sebagai engsel, serta *baut stoper* (7) untuk membatasi regangan suspensi. Mekanisme pegas suspensi yang digunakan berjumlah 4 unit dan diposisikan pada setiap corner rangka, untuk mendapatkan getaran plat *exciter* dengan arah gerak yang diinginkan translasi (*heave*), *rolling* dan *pitching* maka nilai koefisien (K) untuk setiap pegas dibuat berbeda.



Gambar 3. 6 Mekanisme pegas suspensi

3. *Plat Exciter*

Massa utama pada sistem adalah plat dari material alumunium, tujuannya adalah beban plat tidak terlalu berat sehingga beban motor bisa berkurang. Plat alumunium dibentuk persegi seperti gambar 3.7 dengan panjang sisi-sisinya adalah S. Plat diharapkan tidak mengalami defleksi statis dan dinamis saat diuji getar, sebab plat yang terdefleksi dapat berpengaruh pada hasil respon getaran yang diamati, untuk alasan tersebut plat di desain tebal dan rigid.

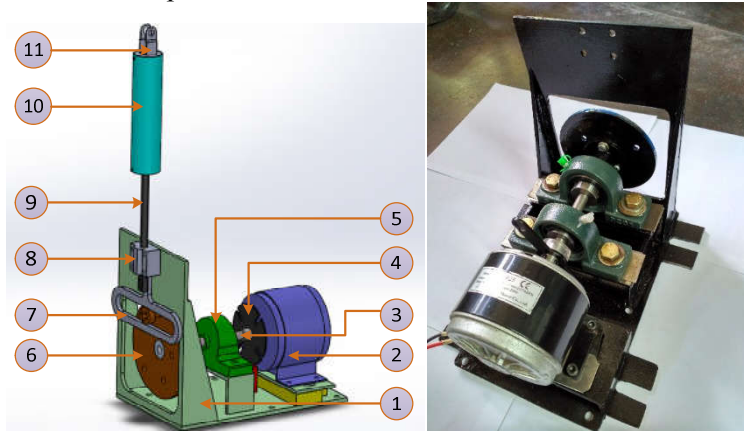


Gambar 3. 7 Plat *exciter*

4. *Motor dan mekanisme penggerak*

Sumber eksitasi *Mechanical Vibration Exciter* dari motor DC yang disusun dengan mekanisme *scotch yoke* dan mekanisme

pegas seperti pada gambar 3.8. Mekanisme ini dirancang untuk merubah arah gerak rotasi poros motor penggerak menjadi gerak translasi untuk penekan sistem.

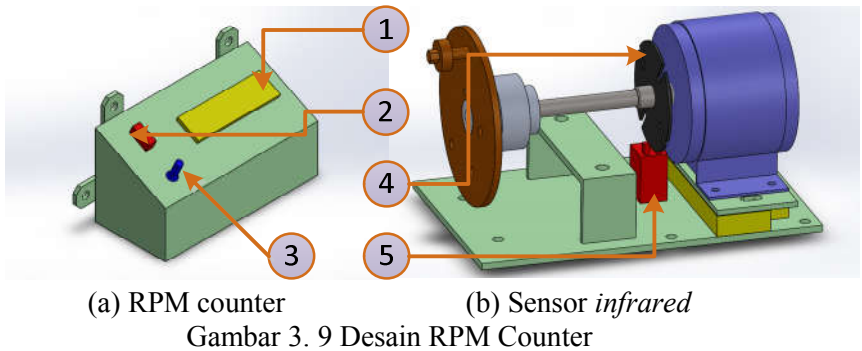


Gambar 3. 8 Mekanisme penggerak motor

Mekanisme penggerak terdiri dari kerangka dudukan penggerak (1) motor DC (2), poros penghubung (3), encoder disk (4), bearing pillow blok (5), *rotating disk* (6), *scotch yoke* (7), *linear bushing* (8), *rod* (9), pegas penggerak(10), dan engsel (11).

5. RPM Counter

Untuk mengetahui RPM motor saat operasi dirancang alat ukur RPM Counter seperti gambar 3.9. RPM Counter menggunakan sensor *infra red* (5) yang dipasang pada komponen motor penggerak untuk membaca frekuensi putaran pada *encoder disk* (4). Sinyal yang diterima sensor *infra red* diolah menggunakan mikrokontroler arduino uno dan ditampilkan pada LCD (1). Untuk memudahkan pengaturan *display* maka dirancang *switch on/off* (2) dan potensiometer (3) sebagai kontrol pencahayaan LCD.



3.2.2. Studi literatur dan kajian pustaka

Dalam penulisan perancangan alat *Vibration Exciter* ini diperlukan referensi-referensi yang dapat menunjang dalam mendesain sistem yang akan digunakan. Oleh karena itu, dilakukan studi literatur untuk menambah wawasan, pengetahuan, dan landasan mengenai permasalahan yang akan dibahas. Referensi untuk studi literatur didapat dari buku, jurnal-jurnal ilmiah, maupun penelitian-penelitian terdahulu yang berkaitan. Sedangkan studi lapangan didapat dari data hasil penelitian oleh kelompok yang membuat perancangan alat terkait.

3.2.3. Penentuan motor penggerak, pegas, dan plat *exciter*

Untuk menentukan parameter massa plat *exciter*, motor penggerak, pegas dan peredam digunakan langkah perhitungan sebagai berikut :

1. Massa plat *exciter*

Proses perancangan pembuatan plat *exciter* perlu diawali dengan menentukan karakteristik yang diinginkan pada plat. Karakteristik tersebut yaitu sebagai berikut : plat harus rigid sehingga tidak mengalami defleksi oleh gaya berat dan gaya eksitasi, dimensi plat *exciter* panjang (P), lebar (L) dan tebal (T) secara berturut turut adalah 500mm, 500mm dan 6mm, dimensi ditentukan diawal untuk mencari volume (V) dan massa plat (M). Dalam penentuan massa *exciter* dipilih material plat adalah

aluminium dengan massa jenis (ρ) 2712 Kg/m^3 , sehingga perhitungan massa plat dapat digunakan persamaan 3.1.

$$V = P \times L \times T$$

$$V = 500 \times 500 \times 6 \text{ [mm}^3\text{]}$$

$$V = 1,5 \times 10^{-3} \text{ m}^3$$

Sehingga nilai dari massa utama adalah:

$$M = V \times \rho \dots\dots\dots (3.1)$$

$$M = 1,5 \times 10^{-3} \text{ m}^3 \times 2712 \text{ kg/m}^3$$

$$M = 4,068 \text{ kg}$$

Dari perhitungan teoritis didapatkan massa plat exciter sebesar 4,068 Kg. Kondisi aktual massa sistem utama *exciter* yang meliputi plat *exciter*, *spring rod* suspensi, selongsong penunjuk serta engsel join yang terhubung langsung pada plat exciter. Hasil pengujian didapat massa sistem utama sebagai berikut :

Massa plat = 5.2 Kg

Massa spring rod suspensi utama = 0,8 Kg

Massa selongsong pegas penunjuk dan engsel = 0,45 Kg

Total massa sistem utama pada gambar 3.10 yang digunakan dalam penelitian tugas akhir ini adalah sebesar 6,45 Kg.



Gambar 3. 10 Massa sistem utama alat MVE

2. Memilih motor penggerak

Menentukan motor penggerak dengan cara mengetahui beban operasional yang akan diterima poros motor dan RPM kerja motor sehingga didapatkan daya motor dan jenis motor yang

dibutuhkan. Untuk itu sebelumnya diperlukan analisa dimensi plat dan material untuk mendapatkan (W) berat plat dan mekanisme pegas penggerak. Apabila ditentukan (e) jarak eksentrik motor maksimum adalah 5 cm, maka torsi minimum yang dibutuhkan motor dapat dicari dengan mengikuti persamaan 3.2. Kemudian kebutuhan RPM minimum untuk operasional didapatkan dari frekuensi natural sistem *exciter* dengan persamaan 3.3, alat *mechanical vibration exciter* harus dapat dioperasikan melebihi frekuensi natural (ω_n) sistem sehingga memungkinkan untuk pengujian *Dynamic Vibration Absorber*.

$T = W \times e$ (3.2)

$\omega_n = \sqrt{k_{paralel}/m}$ (3.3)

Pada rancangan operasional alat *Mechanical Vibration Exciter*, motor akan bekerja dengan beban dinamis sedangkan frekuensi operasional motor diset konstan pada frekuensi tertentu. Untuk itu motor yang digunakan harus memiliki torsi cukup besar dan mudah dikontrol frekuensi kerjanya sehingga dipilih jenis motor DC. Untuk spesifikasi motor listrik yang digunakan yaitu :

- V suplai : DC 24 V
- Arus : 14 A
- Daya : 250 W
- Max. Speed : 2750 rpm
- Torsi : 85 kg.cm – 100 kg.cm
- Dimensi : diameter 10 cm x tebal 8 cm
- Berat : 2 kg



Gambar 3. 11 Motor listrik DC

3. Perancangan pegas suspensi

Dalam perancangan pegas, dibutuhkan data berat plat *exciter* untuk menentukan defleksi awal saat *static load* dengan persamaan 2.20 dan analisa *surging* dari persamaan 2.21. Pemilihan koefisien pegas untuk suspensi plat *exciter* menentukan nilai frekuensi natural ω_n sistem dan besar respon getaran yang terjadi pada plat ketika digetarkan. Nilai koefisien pegas (K) aktual dapat dicari menggunakan pengujian pembebanan (F) dan diukur defleksi statis (δ_{st}) pegas dengan dasar perumusan 3.4.

$$K = F / \delta_{st} \dots\dots\dots (3.4)$$

4. Penentuan nilai damping

Damper untuk mekanisme *vibration exciter* didapatkan dari gaya gesek antara komponen yang bergerak pada suspensi plat dan viscous damping karena udara sekitar. Nilai damping tidak dapat ditentukan melalui perhitungan namun dapat dicari dengan menggunakan metode logarithmic decrement dengan persamaan 2.23.

3.2.4. Perencanaan manufaktur dan assembly

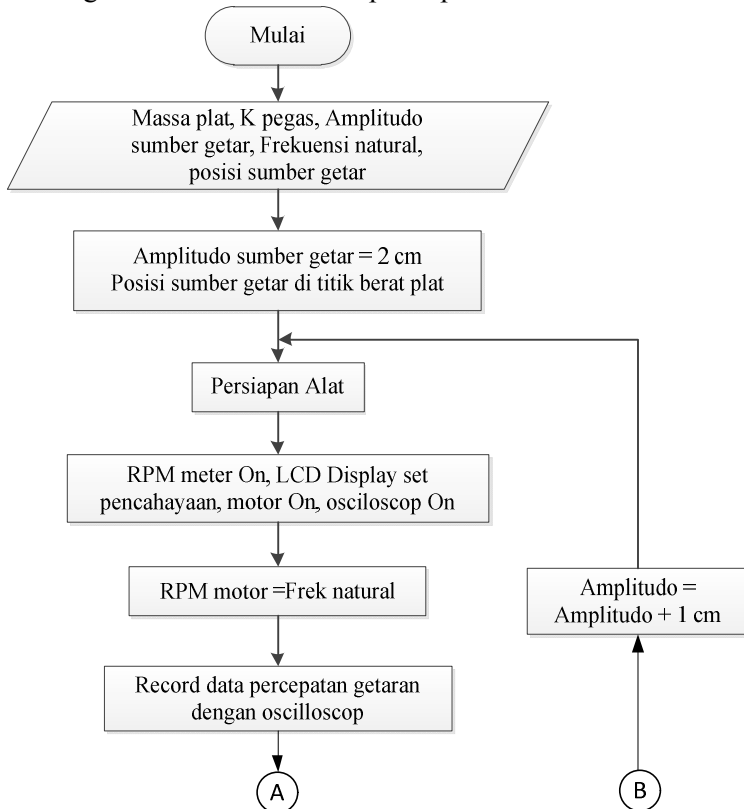
Setelah ditentukan dimensi dan spesifikasi dari alat dan material yang akan digunakan dalam pembuatan model mekanisme *vibration exciter*, maka dilakukan pencarian alat dan material tersebut sesuai ketersediaan komponen di pasaran. Untuk beberapa material yang membutuhkan pengerjaan khusus dilakukan pengerjaan di bengkel workshop. Setelah setiap komponen tersedia maka dapat dilakukan perakitan model *mechanical vibration exciter* seperti pada gambar 3.2.

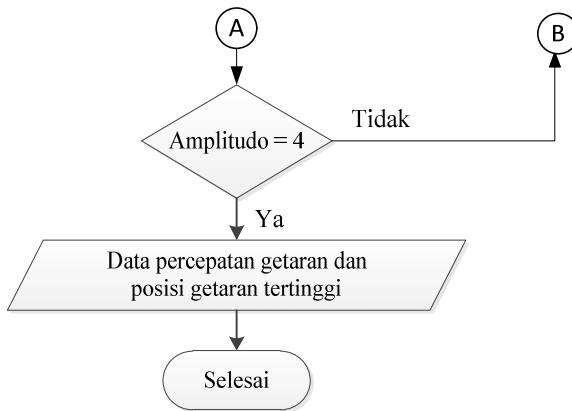
Dalam manufaktur mekanisme *vibration exciter*, dipilih material yang tersedia dipasaran dan beberapa komponen yang harus dimanufaktur oleh peneliti. komponen yang memerlukan proses manufaktur khusus dan presisi akan dikerjakan di bengkel manufaktur. Rancangan assembly dibuat bersama dengan desain mekanisme, tujuannya meminimalkan kesalahan dalam

perancangan dimensi setiap komponen dan memudahkan untuk proses perakitan.

3.3 Rancangan Pengujian

Untuk pengujian dan pengambilan data eksperimen perlu dirancang metodologi pengujian atau desain eksperimen. Gambar 3.11 menunjukkan diagram alir dari eksperimen respon getaran multi nodal pada alat *vibration exciter* dengan variasi amplitudo sumber getar dan frekuensi kecepatan putar motor.





Gambar 3. 12 Diagram alir eksperimen respon getaran multi nodal pada plat *exciter*

3.3.1 Peralatan Pengujian

Pengujian respon getaran multi nodal pada plat datar membutuhkan peralatan pengujian sebagai berikut:

1. *Mechanical Vibration Exciter*

Exciter berfungsi sebagai alat yang akan diuji getaran multi nodal, *exciter* yang digunakan adalah hasil rancangan peneliti gambar 3.2. *Exciter* terdiri dari plat, suspensi plat, mekanisme penggerak dan sumber eksitasi.

2. *Voltage Regulator*

Voltage regulator digunakan dalam tugas akhir ini berguna sebagai pengatur kecepatan dari motor. Voltage regulator ini bisa mengatur berapa daya yang masuk pada motor dengan range 0 sampai 40 A.



Gambar 3. 13 Voltage Regulator

3. Digital Oscilloscope

Digital Oscilloscope pada gambar 3.13 Adalah peralatan yang digunakan untuk menampilkan hasil pengukuran sinyal listrik dalam bentuk grafik tegangan terhadap waktu pada layarnya. *Accelerometer* dihubungkan dengan *oscilloscope* sehingga hasil pengukuran respon getaran balok mesin oleh *accelerometer* bisa ditampilkan dalam bentuk grafik pada layar *oscilloscope*. *Oscilloscope* yang digunakan adalah merek Tektronix tipe TDS1000B dengan spesifikasi sebagai berikut :

- a. *Bandwith* : 40 MHz
- b. *Sample rate* : 500 MS/s
- c. *Record length* : 2.5K points
- d. *Vertical sensitivity* : 2mV – 5V/div
- e. *Time-base range* : 5 ns – 50 s/div



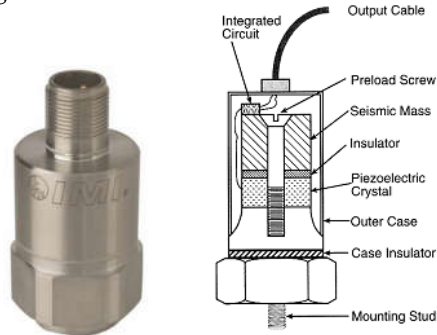
Gambar 3. 14 Digital Oscilloscope

4. Accelerometer Probe

Probe accelerometer sebagai alat inspeksi getaran pada peralatan yang akan diuji respon getaran. Probe dilengkapi dengan magnet kuat untuk melekatkan permukaan probe terhadap plat uji. *Accelerometer* yang digunakan adalah merek Omega tipe ACC103 dengan spesifikasi sebagai berikut :

- a. *Frequency range* : 3 Hz – 10 kHz
- b. *Reference sensitivity* : 10 mV/g @ 100 Hz
- c. *Temperature range* : -40 – 121 °C
- d. *Mounted resonant frequency* : 50 kHz

e. *Mounting : 10-32 removable stud*



Gambar 3. 15 Accelerometer probe

5. Tachometer

Tachometer digunakan untuk mengambil data RPM kerja motor, pada penelitian ini akan dilengkapi dengan modul RPM meter menggunakan sensor *infra red* dan ditampilkan dalam layar LCD. Sehingga tachometer pada penelitian digunakan untuk kalibrasi RPM meter pengujian.

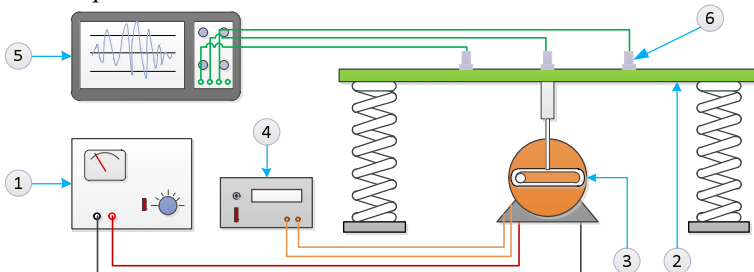


Gambar 3. 16 Tachometer

3.3.2 Skema Pengujian

Sebelum dilakukan pengujian respon getaran multi nodal pada peralatan harus dipersiapkan dan diseting seperti gambar 3.16. Koefisien pegas yang digunakan pada pengujian respon getaran multi nodal dipilih 3 variasi yaitu sebagai berikut :

1. Koefisien pegas diset seragam, untuk menimbulkan respon getaran di plat *exciter* dengan arah gerak translasi ke arah sumbu Z (*heave*).
2. Koefisien pegas diset 2 variasi nilai dengan menyeragamkan masing-masing ruas kanan dan ruas kiri, untuk menimbulkan getaran dengan arah gerak translasi (*heave*) dan *roll* pada satu sumbu plat *exciter*.
3. Koefisien pegas diset bervariasi untuk 4 suspensi, untuk menimbulkan getaran dengan arah gerak translasi (*heave*), *roll*, dan *pitch* dalam satu waktu atau disebut dengan gerak *wrap*.



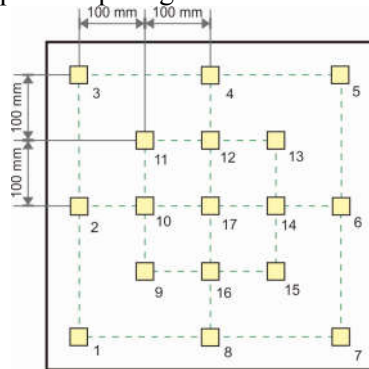
Gambar 3. 17 Skema alat pengujian

Keterangan :

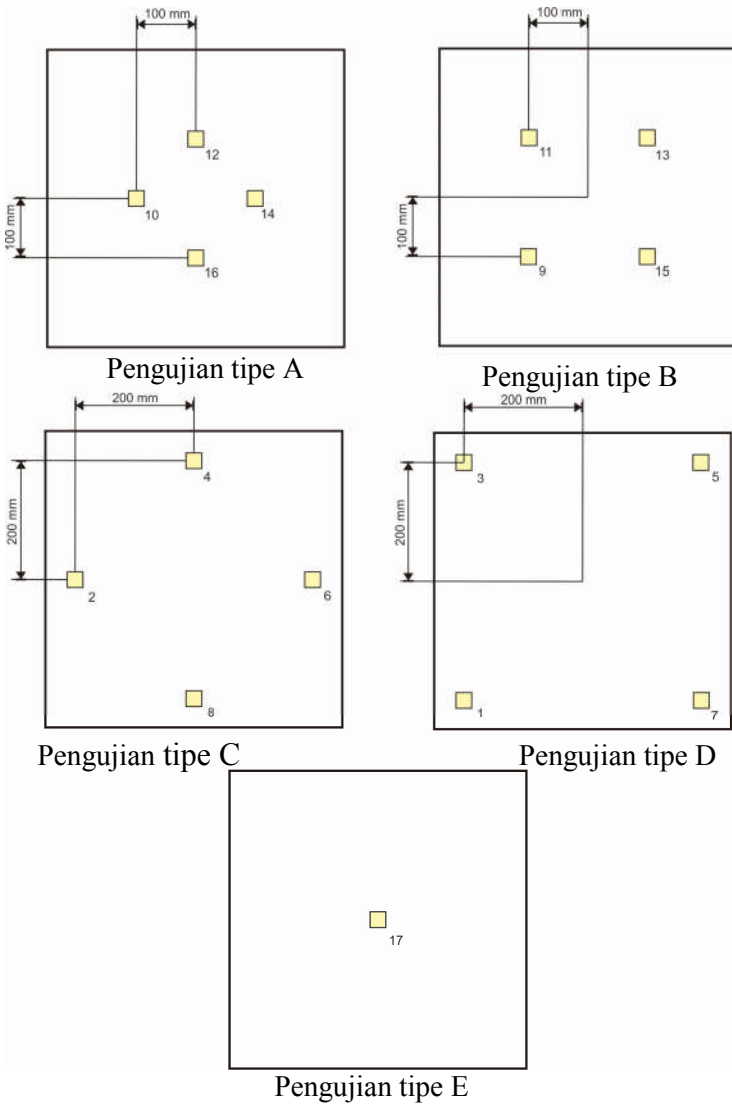
1. Voltage Regulator
2. Plat *Exciter*
3. Motor dan Penggerak
4. RPM Counter
5. Digital Oscilloscope
6. Probe Accelerometer

Kemudian accelerometer diset pada posisi nodal yang telah ditentukan pada gambar plat *exciter* sesuai nomor di gambar 3.17. Dari rancangan pengujian digunakan 17 nodal yang akan merepresentasikan pergerakan getaran yang terjadi pada plat *exciter*. Dengan menyesuaikan ketersediaan alat pengujian yaitu hanya 4 probe accelerometer yang dapat digunakan secara bersamaan, untuk mendapatkan data pengujian nodal di 17 titik

pengujian dilakukan rekayasa pengujian nodal dengan 5 jenis posisi peletakan probe seperti gambar 3.18.



Gambar 3. 18 Posisi titik pengujian respon getaran multi nodal plat *exciter*



Gambar 3. 19 Rekayasa pengujian respon getaran multi nodal dengan 4 posisi nodal

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB IV

HASIL DAN PEMBAHASAN

4.1 Rancang Bangun Alat

Telah dibuat alat simulator getar yang dapat merepresentasikan getaran pada peralatan industri yang dibawa ke dalam skala lab dengan arah gerak translasi dan rotasi yang disebut sebagai *mechanical vibration exciter*. Simulator yang telah dibuat memiliki dimensi panjang (P) 0.5 m, lebar (L) 0,5 m dan tinggi (T) 0.95 m. Untuk mendapatkan respon getaran pada alat exciter dengan arah gerak heave, rolling dan pitching suspensi simulator memiliki koefisien kekakuan pegas yang beragam yaitu $K_{s1} < K_{s2} < K_{s3} < K_{s4}$ dengan massa plat exciter sebesar 6 Kg dan nilai koefisien redaman dianggap kecil kurang dari 2 N.s/m. Simulator pada gambar 4.1 memiliki range frekuensi operasi dari 1 Hz sampai dengan 12.5 Hz. Berikut ini spesifikasi alat *mechanical vibration exciter* yang telah dibuat :

Dimensi alat	: 0.55 x 0.55 x 0.95 [m ³]
Dimensi plat exciter	: 0.5 x 0.5 x 0.06 [m ³]
Massa Plat exciter	: 0.6 [Kg]
Range Frekuensi kerja	: 1 – 12.5 [Hz]
Penggerak	: Motor DC 24 volt, 250 Watt
Amplitudo eksitasi	: 0.02 , 0.03 , 0.04 , dan 0.05 [m]

Alat simulator getar digunakan dalam pengujian respon getaran multi nodal plat *exciter* dibuat untuk menghasilkan getaran ke 3 arah yaitu *heave*, *roll*, dan *pitch* dengan merubah nilai kekakuan pegas suspensi. Simulator getaran dapat digunakan untuk meneliti respon getaran pada mesin, meneliti reduksi respon getaran oleh peredam, dan sebagai meja getar.



Gambar 4. 1 Alat *Mechanical Vibration Exciter*

4.2 Pengujian Parameter Mechanical Vibration Exciter

Parameter penelitian tugas akhir respon getaran multi nodal pada plat *mechanical vibration exciter* terdiri dari massa sistem utama, nilai koefisien kekakuan pegas, nilai koefisien redaman, frekuensi natural sistem, dan pengujian kesamaan nilai probe.

4.2.1. Pengujian massa sistem

Mechanical vibration exciter memiliki parameter massa sistem utama yang didapat dengan metode eksperimen dengan komponen massa utama sistem yaitu plat *exciter*, *spring rod*, ring, engsel dan selongsong dilakukan penimbangan massa dengan 3 kali pengulangan. Hasil nilai pengujian massa sistem utama sebagai tabel 4.1.

Tabel 4. 1 Data pengujian massa utama exciter

No	Komponen	Massa [Kg]
1	Plat exciter	5
2	Spring rod	0,2
3	Ring	0.01
4	Engsel	0.05
5	Selongsong	0,55

Berdasarkan hasil pengujian massa didapatkan bahwa total massa utama sistem exciter sebesar 6.45 Kg.

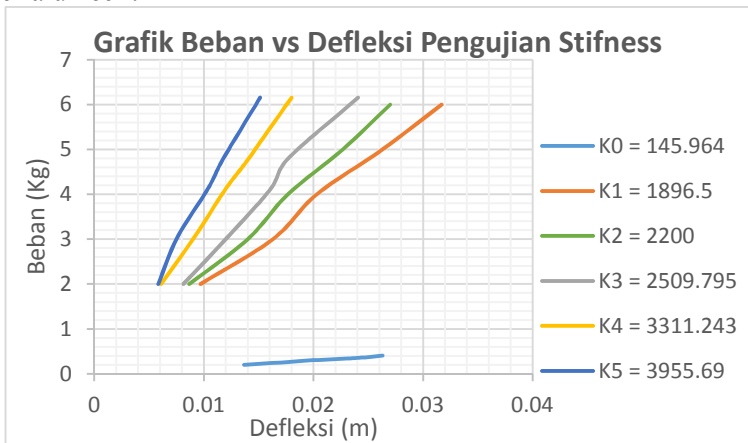
4.2.1. Pengujian nilai K suspensi pegas

Pengujian nilai konstanta kekakuan yang digunakan dalam mekanisme sistem ini adalah dengan mencari nilai defleksi statis (δ_{st}) sistem akibat berat sistem sendiri. Variasi beban yang digunakan untuk mencari defleksi statis saat pembebanan diberikan 5 variasi beban massa, yaitu antara 2 kg sampai 6 kg. Dari jarak defleksi kekakuan yang diketahui maka nantinya didapatkan nilai koefisien kekakuan pegas pada masing-masing pembebanan, dimana massa adalah sebagai gaya berat $W = F$. Spesifikasi dimensi pegas yang digunakan dalam penelitian tugas akhir adalah sebagai berikut :

Pegas 1		Pegas 4	
Nilai K pegas	= 146 N/m	Nilai K pegas	= 2510 N/m
Diameter koil	= 20 mm	Diameter koil	= 39 mm
Diameter kawat	= 1.5 mm	Diameter kawat	= 3 mm
Lilitan aktif	= 19	Lilitan aktif	= 10
Pegas 2		Pegas 5	
Nilai K pegas	= 1896 N/m	Nilai K pegas	= 3311 N/m
Diameter koil	= 39 mm	Diameter koil	= 39 mm
Diameter kawat	= 3 mm	Diameter kawat	= 3.5 mm
Lilitan aktif	= 16	Lilitan aktif	= 11
Pegas 3		Pegas 6	
Nilai K pegas	= 2200 N/m	Nilai K pegas	= 3956 N/m
Diameter koil	= 37 mm	Diameter koil	= 39 mm
Diameter kawat	= 3 mm	Diameter kawat	= 3.5 mm
Lilitan aktif	= 15	Lilitan aktif	= 9

Parameter yang menentukan nilai pegas adalah diameter kawat, elastisitas material kawat, diameter koil, dan jumlah lilitan aktif pada koil sehingga sebelum dilakukan pembebanan harus dicatat parameter-parameter diatas. Proses pengambilan data koefisien kekakuan pegas tersebut dilakukan sebanyak 5 kali dengan menggunakan 5 beban yang bervariasi dengan kenaikan 700 gram s.d 1300 gram, untuk lebih lengkapnya hasil pengambilan data dapat dilihat di lampiran. Suspensi pegas utama memiliki

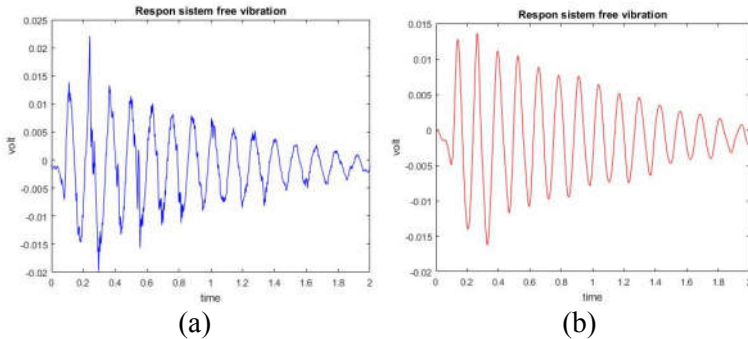
parameter koefisien pegas dengan nilai bervariasi seperti pada gambar 4.2. grafik menunjukkan bahwa nilai K memiliki hasil yang berbeda tergantung pada gradien kemiringan pegas digrafik, semakin besar gradien kemiringan pegas maka nilai K semakin besar. Dari hasil eksperimen didapatkan bahwa terdapat data pengujian yang tidak sepenuhnya linear, hasil seperti ini bisa disebabkan karena kurang telitinya saat pengambilan data defleksi, terutama ketika defleksi yang terjadi akibat penambahan massa terlalu kecil.



Gambar 4. 2 Grafik koefisien kekakuan pegas suspensi

4.2.3. Pengujian nilai redaman suspensi

Pengujian untuk mengetahui nilai redaman dilakukan dengan memasang *accelerometer* pada sistem suspensi yang sudah dibebani, suspensi ini kemudian diberikan simpangan awal tertentu sebesar X_0 , dan dibiarkan bergetar bebas. Berdasarkan grafik respon getaran yang disimpan pada *oscilloscope*, kemudian nilai koefisien redaman diperoleh dengan menggunakan metode *logarithmic derecment*. Grafik hasil pengukuran sebagai gambar 4.3(a) masih harus dilakukan *filter* untuk menghilangkan noise getaran dan dilakukan *smoothing* untuk mendapatkan grafik yang lebih halus.



Gambar 4. 3 Grafik getaran bebas dari oscilloscope (a) grafik hasil pengukuran oscilloscop (b) grafik dengan filter dan smoothing

Pengolahan data dari grafik pada gambar 4.3(b) dilakukan dengan mencari nilai amplitudo rata-rata dari sebuah puncak dan sebuah lembah yang berdekatan (a_1) dan kemudian mencari rata-rata dari sebuah puncak dan sebuah lembah yang berurutan berikutnya (a_{n+1}). Dari rata-rata amplitudo pertama dan rata-rata amplitudo kedua tersebut kemudian dimasukan ke dalam persamaan *incremental decreement* sebagaimana dalam persamaan 3.2. Berikut ini adalah contoh langkah-langkah yang dilakukan untuk melakukan perhitungan mencari nilai konstanta redaman (C_0 , C_1 , C_2 , C_3 dan C_4).

- Menghitung rata-rata amplitudo pertama (a_0):

$$X_1 = \frac{\text{puncak}_n - \text{lemba}_n}{2}$$

$$X_1 = \frac{0,00205 - (-0,004625)}{2}$$

$$X_1 = 0,0033125 \text{ Volt}$$

- Menghitung rata-rata amplitudo kedua (a_{n+1}):

$$X_{n+1} = \frac{\text{puncak}_{n+1} - \text{lemba}_{n+1}}{2}$$

$$X_{n+1} = \frac{0,001 - (-0,00183)}{2}$$

$$X_{n+1} = 0,001415 \text{ Volt}$$

- Menghitung nilai decreement (δ):

$$\delta = \frac{1}{n} \ln \left(\frac{X_1}{X_{n+1}} \right)$$

$$\delta = \frac{1}{2} \ln \left(\frac{0.0033125}{0.001415} \right)$$

$$\delta = 0.429$$

- Menghitung nilai rasio redaman (ζ) :

$$\zeta = \delta / 2\pi$$

$$\zeta = 0.429 / 2 \times 3.14$$

$$\zeta = 0.0683$$

- Menghitung nilai redaman (C_0) :

$$C = 2 \cdot \zeta \cdot m \cdot \sqrt{\frac{k}{m}}$$

$$C = 2 \times 0.0683 \times 0.55 \times \sqrt{\frac{146}{0.55}}$$

$$C = 1.224 \text{ N.s/m}$$

Cara yang sama sebagaimana contoh diatas diulang sebanyak 3 kali untuk setiap variasi nilai k sehingga diperoleh data sebagaimana pada tabel 4.13. Dari tabel 4.2. terlihat bahwa nilai rata-rata dari redaman C_0 , C_1 , C_2 , C_3 , dan C_4 pada alat suspensi utama berturut turut sebesar **1.376 N.s/m, 1.076 N.s/m, 0.701 N.s/m, 0.378 N.s/m, dan 0.362 N.s/m.**

Tabel 4. 2 Data pengujian damping dengan variasi nilai koefisien pegas

No	K pegas (N/m)	Massa (Kg)	Decrement	Zeta	Damping (N.s/m)
1	146	0.55	0.4290462	0.0683195	1.22442
2			0.3795671	0.0604406	1.08322
3			0.6376098	0.1015302	1.81963
Rata rata				0.076	1.376
1	1896.545	1.5	0.0586	0.00933	0.995
2			0.0469	0.00747	0.796
3			0.08457	0.0135	1.436
Rata-rata				0.0101	1.076

1	2509.8	1.5	0.0864	0.00135	0.37
2			0.0225	0.00358	0.268
3			0.0189	0.00302	0.803
Rata-rata					0.701
1	3311.24	1.5	0.01195	0.0019	0.2681
2			0.0358	0.0057	0.802
3			0.0286	0.00456	0.643
Rata-rata					0.378
1	3955.69	1.5	0.0468	0.007	0.1154
2			0.0389	0.006	0.096
3			0.03558	0.005	0.876
Rata rata					0.362

4.2.4. Pengujian kesamaan nilai probe

Pengujian kesamaan nilai probe dilakukan pada sistem 1 DoF dengan menggunakan nilai koefisien suspensi pegas utama seragam. Pengujian untuk mendapatkan kesamaan nilai probe dilakukan dengan menggunakan 4 buah probe accelerometer yang diletakkan disekitar pusat titik berat sistem kemudian diberikan eksitasi getaran dan direcord respon percepatan getaran sistem dalam 1 waktu dan 1 frekuensi kerja. Dari 3 kali pengulangan pengujian nilai kesamaan probe maka didapatkan data RMS percepatan keempat probe accelerometer sebagai tabel 4.3. Data RMS kemudian dibandingkan dengan 1 buah probe sebagai acuan dan dicari error nilai RMS pengujian terhadap probe acuan.

Tabel 4. 3 Data Pengujian kesamaan nilai probe accelerometer

Probe	Peng 1		Peng 2		Peng 3		Rata-Rata Error [%]
	RMS [volt]	Error [%]	RMS [volt]	Error [%]	RMS [Volt]	Error [%]	
1	0.00230	0	0.00222	0	0.00211	0	0
2	0.00228	1.17	0.00226	1.57	0.00211	0.24	0.993
3	0.00213	7.41	0.00223	0.4	0.00206	2.22	3.34
4	0.00218	5.2	0.00232	4.22	0.00215	2.0	3.81
RPM	314		314.4		315.5		

Tujuan dari pengujian nilai kesamaan probe adalah untuk meningkatkan kepercayaan pada alat pengujian probe accelerometer memiliki data respon getaran yang nilainya mendekati sama. Pengujian multi nodal dengan menggunakan beberapa probe harus mengkondisikan spesimen uji, alat uji dan kondisi lingkungan tidak berubah terhadap waktu. Dari tabel pengujian didapat hasil bahwa nilai RMS probe mendekati sama dibuktikan dengan nilai rata-rata eror kurang dari 5 %, sehingga dianggap bahwa probe memiliki luaran data dan sensitivitas yang masih sama.

4.4.5. Pengujian frekuensi natural sistem variasi koefisien pegas

Pengujian frekuensi natural sistem bertujuan untuk mendapat kesesuaian nilai frekuensi natural sistem dari hasil eksperimen terhadap nilai teoritis. Metode pengujian frekuensi natural sistem adalah dengan menentukan frekuensi natural sistem teoritis kemudian mengambil 5 data respon percepatan dengan 2 data untuk frekuensi lebih kecil dari frekuensi natural dan 2 data pada frekuensi lebih besar frekuensi natural sistem. pengujian respon dilakukan dengan menempatkan probe *accelerometer* pada pusat titik berat plat exciter selanjutnya sistem diberikan eksitasi dan direcord respon percepatan getarannya dengan *oscilloscope*. Data respon percepatan yang didapat kemudian diolah untuk mendapat RMS agar dapat diplot kan pada tabel dan grafik. Berikut ini adalah data pengujian frekuensi natural sistem untuk masing masing *degree of freedom*:

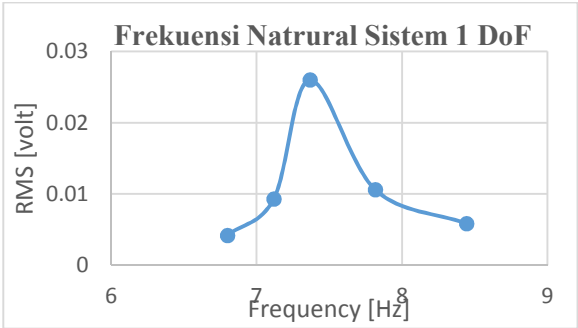
4.4.5.1. Sistem 1 Degree of Freedom

Tabel 4. 4 Data hasil pengujian frekuensi natural sistem 1 DoF

No	Sistem	Frekuensi		RMS [volt]
		RPM	Hz	
1	1 DoF	407.9	6.798333	0.0041912
2		427.1	7.118333	0.0092882
3		442	7.366667	0.026019

4		469	7.816667	0.0105972
5		506.6	8.443333	0.0058402

Tabel 4.4 menunjukkan hasil pengolahan data RMS respon getaran pada pengujian di 5 frekuensi operasional yang berbeda. Dari tabel 4.4 data dapat diplotkan dalam grafik RMS vs Frekuensi dan didapatkan nilai pendekatan frekuensi natural sistem sebagai gambar 4.4. Dari grafik dapat diambil nilai frekuensi natural sistem 1 DoF dengan metode eksperimen adalah 7.36 Hz ditunjukkan pada frekuensi tersebut nilai RMS respon percepatan bernilai paling besar.



Gambar 4. 4 Grafik RMS vs Frekuensi sistem 1 DoF

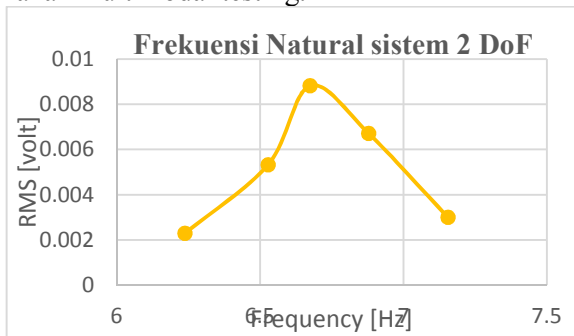
4.4.5.2. Sistem 2 Degree of Freedom

Tabel 4. 5 Data hasil pengujian frekuensi natural sistem 2 DoF

No	Sistem	Frekuensi		RMS [volt]
		RPM	Hz	
1	2 DoF	374.3	6.238333	0.0022845
2		391.7	6.528333	0.0053297
3		400.5	6.675	0.0088223
4		412.7	6.878333	0.0067193
5		429.3	7.155	0.0029992

Pada sistem dengan 2 derajat kebebasan terdapat 2 frekuensi natural yang terbentuk pada sistem, pengujian frekuensi natural untuk sistem 2 DoF dilakukan pada frekuensi natural pertama

sistem dengan alasan respon getaran terbesar untuk arah heave pada frekuensi natural pertama. Pada tabel 4.5 data hasil pengujian respon getaran untuk sistem 2 DoF dapat diplotkan dalam grafik RMS vs Frekuensi dan didapatkan nilai pendekatan frekuensi natural sistem sebagai gambar 4.5. Dari grafik dapat diambil nilai frekuensi natural pertama sistem 2 DoF dengan metode eksperimen adalah 6.675 Hz, sedangkan untuk frekuensi natural sistem nilai respon getaran tidak bisa didapatkan dengan pengujian yang sama. Pengujian di frekuensi natural ke 2 sistem dapat dilakukan dengan menggunakan multi nodal testing.



Gambar 4. 5 Grafik RMS vs frekuensi sistem 2 DoF

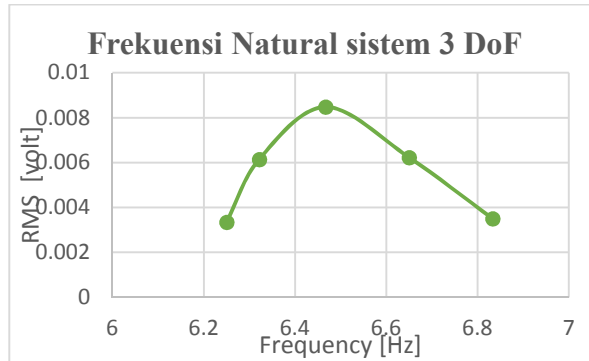
4.4.5.3. Sistem 3 Degree of Freedom

Tabel 4. 6 Data hasil pengujian frekuensi natural sistem 3 DoF

No	Sistem	Frekuensi		RMS [volt]
		RPM	Hz	
1	3 DoF	375	6.25	0.0033484
2		379.3	6.321667	0.0061458
3		388	6.466667	0.0084764
4		399	6.65	0.00623
5		410	6.833333	0.0035007

Sistem dengan 3 derajat kebebasan secara teoritis memiliki 3 frekuensi natural. Pada pengujian frekuensi natural pertama sistem,

didapatkan tabel 4.6 berupa data hasil pengujian respon percepatan getaran yang diplotkan diplotkan dalam bentuk grafik RMS vs Frekuensi dan didapatkan nilai pendekatan frekuensi natural sistem sebagai gambar 4.6. Dari grafik dapat diambil nilai frekuensi natural pertama sistem 3 DoF dengan metode eksperimen adalah 6.47 Hz.

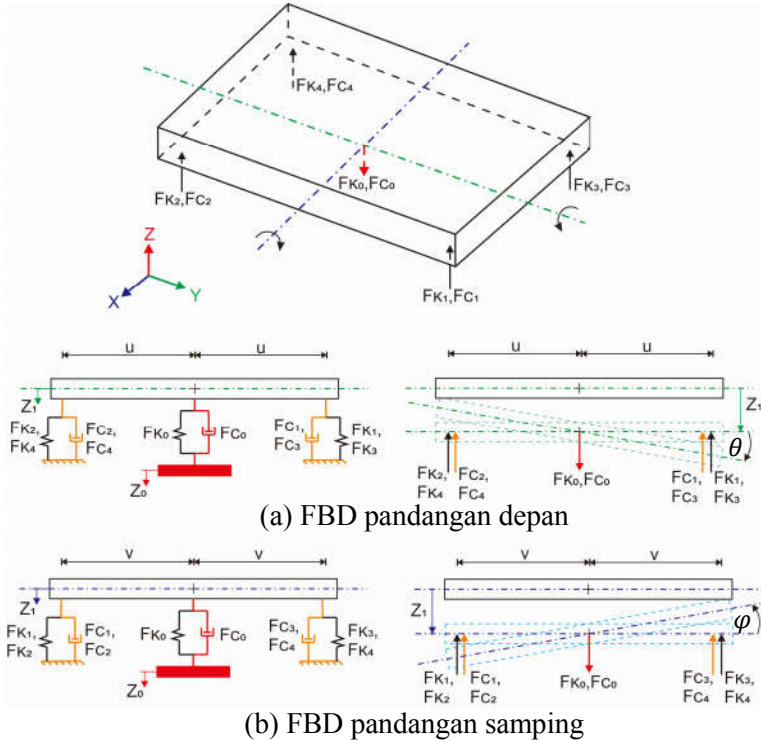


Gambar 4. 6 Grafik RMS vs frekuensi sistem 3 DoF

4.3 Pemodelan Dinamis Sistem

Pemodelan sistem dinamis dilakukan dengan tujuan untuk mendapatkan parameter untuk perancangan alat yang sesuai dengan respon getaran sistem 3 DoF pada plat datar. Dari alat yang sudah jadi selanjutnya dilakukan pengukuran untuk mendapatkan nilai parameter aktual. Parameter aktual akan digunakan untuk membuat simulasi ulang agar didapatkan respon getaran sistem yang bisa dibandingkan dengan hasil eksperimen. Untuk mendapatkan pemodean dinamis maka langkah yang harus dilakukan adalah membuat Free Body Diagram Sistem kemudian membuat blok diagram dengan cara merubah persamaan gerak ke dalam bentuk state space. Berikut penjelasan lebih lengkap pembuatan pemodelan dinamis sistem.

4.3.1 Free Body Diagram sistem



Gambar 4. 7 Free Body Diagram getaran pada plat exciter (a) tampak pandangan depan (b) tampak pandangan samping

Keterangan :

- F_{k0} : Gaya harmonis dari *base* (N)
- F_{k1} : Gaya aksi-reaksi pegas dari suspensi 1 (N)
- F_{k2} : Gaya aksi-reaksi pegas dari suspensi 2 (N)
- F_{k3} : Gaya aksi-reaksi pegas dari suspensi 3 (N)
- F_{k4} : Gaya aksi-reaksi pegas dari suspensi 4 (N)
- F_{C0} : Gaya redaman dari *base* (N)
- F_{C1} : Gaya redaman dari suspensi 1 (N)
- F_{C2} : Gaya redaman dari suspensi 2 (N)
- F_{C3} : Gaya redaman dari suspensi 3 (N)

- F_{C4} : Gaya redaman dari suspensi 4 (N)
 u : Jarak dari titik pusat berat ke pegas 1 dan 2 (m)
 v : Jarak dari titik pusat berat ke pegas 1 dan 3 (m)
 Z_1 : Displacement dari plat *exciter* (m)
 Z_0 : Displacement dari *base* (m)
 θ : Sudut *rolling* pada plat (derajat)
 φ : Sudut *Pitching* pada plat (derajat)

Dengan nilai F_K dan F_C sebagai berikut :

$$\begin{aligned}
 F_{k0} &= K_0(Z_0 - Z_1) \\
 F_{C0} &= C_0(Z_0 - Z_1) \\
 F_{k1} &= K_1(Z_1 + u\theta + v\varphi) \\
 F_{k2} &= K_2(Z_1 - u\theta + v\varphi) \\
 F_{k3} &= K_3(Z_1 + u\theta - v\varphi) \\
 F_{k4} &= K_4(Z_1 - u\theta - v\varphi) \\
 F_{C1} &= C_1(Z_1 + u\theta + v\varphi) \\
 F_{C2} &= C_2(Z_1 - u\theta + v\varphi) \\
 F_{C3} &= C_3(Z_1 + u\theta - v\varphi) \\
 F_{C4} &= C_4(Z_1 - u\theta - v\varphi)
 \end{aligned}$$

Asumsi koefisien pegas ke 4 suspensi berbeda, dan besar nilai K_1, K_2, K_3 dan K_4 berturut turut adalah $K_1 < K_2 < K_3 < K_4$, maka matrix persamaan gerak sistem seperti pada persamaan 4.4.

Persamaan gerak translasi ke arah vertikal (*heave*) pada plat *exciter*:

$$\begin{aligned}
 \Sigma F &= mZ_1 \\
 F_{k0} - F_{k1} - F_{k2} - F_{k3} - F_{k4} + F_{C0} - F_{C1} - F_{C2} - F_{C3} - F_{C4} &= MZ_1 \\
 MZ_1 + Z_1(C_0 + C_1 + C_2 + C_3 + C_4) + \theta(C_1u - C_2u + C_3u - C_4u) + \varphi(C_1v + C_2v - C_3v - C_4v) + Z_1(K_0 + K_1 + K_2 + K_3 + K_4) + \theta(K_1u - K_2u + K_3u - K_4u) + \varphi(K_1v + K_2v - K_3v - K_4v) &= C_0Z_0 + K_0Z_0 \dots\dots\dots (4.1)
 \end{aligned}$$

Persamaan gerak *rolling* pada plat *exciter* :

$$\begin{aligned}
 \Sigma M_\theta &= J\ddot{\theta} \\
 F_{k1} \cdot u + F_{k2} \cdot u - F_{k3} \cdot u + F_{k4} \cdot u - F_{C1} \cdot u + F_{C2} \cdot u - F_{C3} \cdot u + F_{C4} \cdot u &= J\ddot{\theta} \\
 J\ddot{\theta} + Z_1(C_1u - C_2u + C_3u - C_4u) + \theta(C_1u^2 + C_2u^2 + C_3u^2 + C_4u^2) + \varphi(C_1uv - C_2uv - C_3uv + C_4uv) + Z_1(K_1u - K_2u + K_3u - K_4u) + \theta(K_1u^2 + K_2u^2 + K_3u^2 + K_4u^2) + \varphi(K_1uv - K_2uv - K_3uv + K_4uv) &= 0 \dots\dots\dots (4.2)
 \end{aligned}$$

Persamaan gerak *pitching* pada plat *exciter* :

$$\Sigma M_{\varphi} = J\varphi$$

$$F_{k1} \cdot v \quad F_{k2} \cdot v + F_{k3} \cdot v + F_{k4} \cdot v \quad F_{C1} \cdot v \quad F_{C2} \cdot v + F_{C3} \cdot v + F_{C4} \cdot v = J\varphi$$

$$J\varphi + Z_1(C_1v + C_2v \quad C_3v \quad C_4v) + \theta(C_1uv \quad C_2uv \quad C_3uv + C_4uv) +$$

$$\varphi(C_1v^2 + C_2v^2 + C_3v^2 + C_4v^2) + Z_1(K_1v + K_2v \quad K_3v \quad K_4v) + \theta(K_1uv$$

$$K_2uv \quad K_3uv + K_4uv) + \varphi(K_1v^2 + K_2v^2 + K_3v^2 + K_4v^2) = 0 \dots\dots\dots (4.3)$$

Matrix persamaan gerak sistem multi degree of freedom *mechanical vibration exciter* :

$$\begin{bmatrix} M & 0 & 0 \\ 0 & J_{\theta} & 0 \\ 0 & 0 & J_{\varphi} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} Z_1 \\ \theta \\ \varphi \end{Bmatrix} +$$

$$\begin{bmatrix} C_0 + C_1 + C_2 + C_3 + C_4 & (C_1 \quad C_2 + C_3 \quad C_4)u & (C_1 + C_2 \quad C_3 \quad C_4)v \\ (C_1 \quad C_2 + C_3 \quad C_4)u & (C_1 + C_2 + C_3 + C_4)u^2 & (C_1 \quad C_2 \quad C_3 + C_4)uv \\ (C_1 + C_2 \quad C_3 \quad C_4)v & (C_1 \quad C_2 \quad C_3 + C_4)uv & (C_1 + C_2 + C_3 + C_4)v^2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} Z_1 \\ \theta \\ \varphi \end{Bmatrix} +$$

$$\begin{bmatrix} K_0 + K_1 + K_2 + K_3 + K_4 & (K_1 \quad K_2 + K_3 \quad K_4)u & (K_1 + K_2 \quad K_3 \quad K_4)v \\ (K_1 \quad K_2 + K_3 \quad K_4)u & (K_1 + K_2 + K_3 + K_4)u^2 & (K_1 \quad K_2 \quad K_3 + K_4)uv \\ (K_1 + K_2 \quad K_3 \quad K_4)v & (K_1 \quad K_2 \quad K_3 + K_4)uv & (K_1 + K_2 + K_3 + K_4)v^2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} Z_1 \\ \theta \\ \varphi \end{Bmatrix} =$$

$$\begin{Bmatrix} C_0Z_0 + K_0Z_0 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \dots\dots\dots (4.4)$$

Dari matriks persamaan gerak yang telah didapatkan maka dapat dicari frekuensi natural sistem, yaitu sebagai berikut :

$$\begin{bmatrix} M & 0 & 0 \\ 0 & J_{\theta} & 0 \\ 0 & 0 & J_{\varphi} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \omega^2 Z_1 \\ \omega^2 \theta \\ \omega^2 \varphi \end{Bmatrix} +$$

$$\begin{bmatrix} K_0 + K_1 + K_2 + K_3 + K_4 & (K_1 \quad K_2 + K_3 \quad K_4)u & (K_1 + K_2 \quad K_3 \quad K_4)v \\ (K_1 \quad K_2 + K_3 \quad K_4)u & (K_1 + K_2 + K_3 + K_4)u^2 & (K_1 \quad K_2 \quad K_3 + K_4)uv \\ (K_1 + K_2 \quad K_3 \quad K_4)v & (K_1 \quad K_2 \quad K_3 + K_4)uv & (K_1 + K_2 + K_3 + K_4)v^2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} Z_1 \\ \theta \\ \varphi \end{Bmatrix} =$$

$$\begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \dots\dots\dots (4.5)$$

Matriks lamda dengan persamaan dasar 4.--- dengan substitusi

$$\omega^2 = \lambda$$

$$[K \quad \lambda m] = 0 \dots\dots\dots (4.6)$$

$$\begin{bmatrix} (K_0 + K_1 + K_2 + K_3 + K_4) \quad m\lambda & u(K_1 \quad K_2 + K_3 \quad K_4) & v(K_1 + K_2 \quad K_3 \quad K_4) \\ u(K_1 \quad K_2 + K_3 \quad K_4) & u^2(K_1 + K_2 + K_3 + K_4) \quad J_{\theta}\lambda & uv(K_1 \quad K_2 \quad K_3 + K_4) \\ v(K_1 + K_2 \quad K_3 \quad K_4) & uv(K_1 \quad K_2 \quad K_3 + K_4) & v^2(K_1 + K_2 + K_3 + K_4) \quad J_{\varphi}\lambda \end{bmatrix}$$

$$\begin{Bmatrix} Z_1 \\ \theta \\ \varphi \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \dots\dots\dots (4.7)$$

Sistem 1 DoF dengan arah gerak translasi

Untuk sistem dengan nilai K suspensi seragam yaitu $K_1 = K_2 = K_3 = K_4 = 3311 \text{ N/m}$ dan $K_0 = 146 \text{ N/m}$ didapatkan matriks sebagai berikut :

Koefisien kekakuan pegas	Nilai	Satuan
K_0	146	N/m
K_1	3311	N/m
K_2	3311	N/m
K_3	3311	N/m
K_4	3311	N/m

$$\begin{bmatrix} (146 + 4 \times 3311) & 6\lambda & 0,2(0) & 0,2(0) \\ 0,2(0) & 0,2^2(4 \times 3311) & 0 \times \lambda & 0,2 \times 0,2(0) \\ 0,2(0) & 0,2 \times 0,2(0) & 0,2^2(4 \times 3311) & 0 \times \lambda \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} Z_1 \\ \Theta \\ \Phi \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix}$$

$$\det \begin{bmatrix} 13390 & 6\lambda & 0 & 0 \\ 0 & 529.76 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 529.76 & 0 \end{bmatrix} = 0$$

$$(13390 - 6\lambda)529.76^2 = 0$$

$$\lambda = \frac{13390}{6} = 2231.667 \left[\text{rad/s} \right]^2$$

Sehingga didapatkan nilai $\omega_n = 47,24 \text{ rad/s}$ untuk sistem dengan koefisien kekakuan pegas suspensi seragam, getaran yang ditimbulkan 1 DoF ke arah sumbu Z.

Sistem 2 DoF dengan arah gerak heave dan rolling

Untuk sistem dengan masing-masing nilai K suspensi ruas kiri dan kanan seragam yaitu $K_1 = K_3 = 2200 \text{ N/m}$ dan $K_2 = K_4 = 3311 \text{ N/m}$ dan $K_0 = 146 \text{ N/m}$ dan $J_\theta = 0,125 \text{ Kg.m}^2$ didapatkan matriks sebagai berikut :

<i>Koefisien kekakuan pegas</i>	<i>Nilai</i>	<i>Satuan</i>
K_0	146	N/m
K_1	2200	N/m
K_2	3311	N/m
K_3	2200	N/m
K_4	3311	N/m
J_θ	0,125	Kg.m ²

$$\begin{bmatrix} 11168 & 6\lambda & 0,2(2222) & 0,2(0) \\ 0,2(2222) & 0,2^2(11022) & 0,125\lambda & 0,2 \times 0,2(0) \\ 0,2(0) & 0,2 \times 0,2(0) & 0,2^2(11022) & 0 \times \lambda \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} Z_1 \\ \Theta \\ \Phi \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix}$$

$$\det \begin{bmatrix} 11168 & 6\lambda & 444,4 & 0 \\ 444,4 & 440,8 & 0,125\lambda & 0 \\ 0 & 0 & 440,8 \end{bmatrix} = 0$$

$$(11168 - 6\lambda)(440,8 - 0,125\lambda)440,8 - (444,4)^2 \times 440,8 = 0$$

$$330,6\lambda^2 - 1781720\lambda + 2082940000 = 0$$

Sehingga didapatkan $\lambda_1 = 1710,2$ dan $\lambda_2 = 3678$ sehingga $\omega_1 = 41,355 \text{ rad/s}$ dan $\omega_2 = 60,65 \text{ rad/s}$.

Sistem 3 DoF dengan arah gerak heave, rolling dan pitching

Untuk sistem dengan masing-masing nilai K suspensi berbeda yaitu $K_1 < K_2 < K_3 < K_4$ dan $K_0 = 146 \text{ N/m}$ dan $J_\theta = 0,125 \text{ Kg.m}^2$ dan $J_\varphi = 0,125 \text{ Kg.m}^2$ didapatkan matriks sebagai berikut :

<i>Koefisien kekakuan pegas</i>	<i>Nilai</i>	<i>Satuan</i>
K_0	146	N/m
K_1	1896	N/m
K_2	2510	N/m
K_3	3311	N/m
K_4	3956	N/m
J_θ	0,125	Kg.m ²
J_φ	0,125	Kg.m ²

$$\begin{bmatrix} 11819 & 6\lambda & 0,2(1259) & 0,2(2861) \\ 0,2(1259) & 0,2^2(11673) & 0,125\lambda & 0,2 \times 0,2(31) \\ 0,2(2861) & 0,2 \times 0,2(31) & 0,2^2(11673) & 0,125\lambda \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} Z_1 \\ \Theta \\ \Phi \end{Bmatrix} \\
 = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \\
 \det \begin{bmatrix} 11819 & 6\lambda & 251,8 & 572,2 \\ 251,8 & 466,92 & 0,125\lambda & 1,24 \\ 572,2 & 1,24 & 466,92 & 0,125\lambda \end{bmatrix} = 0 \\
 0,09375\lambda^3 + 885,1275\lambda^2 - 2639356\lambda + 2400000000 \\
 = 0$$

Sehingga didapatkan $\lambda_1 = 1724,3$, $\lambda_2 = 3654,45$ dan $\lambda_3 = 4062,6$ sehingga $\omega_1 = 41,525 \text{ rad/s}$, $\omega_2 = 60,45 \text{ rad/s}$ dan $\omega_3 = 63,738 \text{ rad/s}$. Berdasarkan perhitungan yang telah dilakukan diatas, nilai frekuensi natural dari sistem dengan variasi koefisien kekakuan suspensi pegas dapat dilihat pada Tabel 4.7 dibawah ini. Berdasarkan Tabel 4.7, pengaruh perubahan variasi nilai koefisien kekakuan pegas dapat merubah jumlah derajat kebebasan sistem dan frekuensi natural sistem.

Tabel 4. 7 Frekuensi natural sistem secara teoritis

No	DoF sistem	Frekuensi Natural [Hz]		
		1	2	3
1	1 DoF	7.52	-	-
2	2 DoF	6.585	9.657	-
3	3 DoF	6.61	9.626	10.15

4.3.2 Diagram Blok

Persamaan gerak dan pemodelan matematis yang telah dibuat kemudian diterjemahkan pada blok diagram Simulink. Eksitasi yang digunakan berbentuk gaya sinusoidal dengan frekuensi kerja pada frekuensi natural sistem dan amplitudo bervariasi 0.02m, 0.03m dan 0.04m. Selain variasi amplitudo, koefisien pegas suspensi sistem utama juga divariasikan. Hal ini bertujuan untuk melihat pengaruh gerak *heave*, *roll* dan *pitch* terhadap respon getaran pada plat *exciter*. Dari matriks persamaan

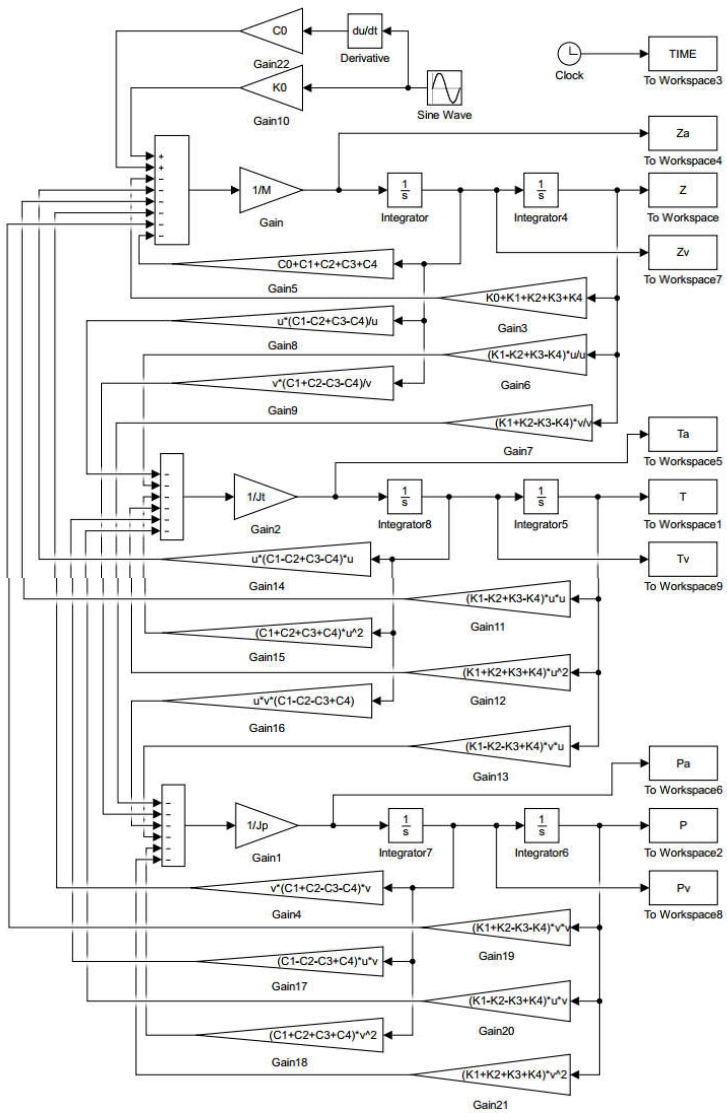
gerak maka dibuat persamaan state space seperti pada persamaan 4.8.

$$Z_1 = \frac{1}{M} (C_0 Z_0 \quad Z_1(C_0 + C_1 + C_2 + C_3 + C_4) \quad \theta(C_1 u \quad C_2 u + C_3 u \quad C_4 u) \quad \varphi(C_1 v + C_2 v \quad C_3 v \quad C_4 v) + K_0 Z_0 \quad Z_1(K_0 + K_1 + K_2 + K_3 + K_4) \quad \theta(K_1 u \quad K_2 u + K_3 u \quad K_4 u) \quad \varphi(K_1 v + K_2 v \quad K_3 v \quad K_4 v)) \dots (4.8)$$

$$\theta = \frac{1}{J} (Z_1(C_1 u \quad C_2 u + C_3 u \quad C_4 u) \quad \theta(C_1 u^2 + C_2 u^2 + C_3 u^2 + C_4 u^2) \quad \varphi(C_1 uv \quad C_2 uv \quad C_3 uv + C_4 uv) \quad Z_1(K_1 u \quad K_2 u + K_3 u \quad K_4 u) \quad \theta(K_1 u^2 + K_2 u^2 + K_3 u^2 + K_4 u^2) \quad \varphi(K_1 uv \quad K_2 uv \quad K_3 uv + K_4 uv)) \dots (4.9)$$

$$\varphi = \frac{1}{J} (Z_1(C_1 v + C_2 v \quad C_3 v \quad C_4 v) \quad \theta(C_1 uv \quad C_2 uv \quad C_3 uv + C_4 uv) \quad \varphi(C_1 v^2 + C_2 v^2 + C_3 v^2 + C_4 v^2) \quad Z_1(K_1 v + K_2 v \quad K_3 v \quad K_4 v) \quad \theta(K_1 uv \quad K_2 uv \quad K_3 uv + K_4 uv) \quad \varphi(K_1 v^2 + K_2 v^2 + K_3 v^2 + K_4 v^2)) \dots (4.10)$$

Persamaan state space berguna untuk membuat blok diagram simulink seperti pada gambar 4.8.

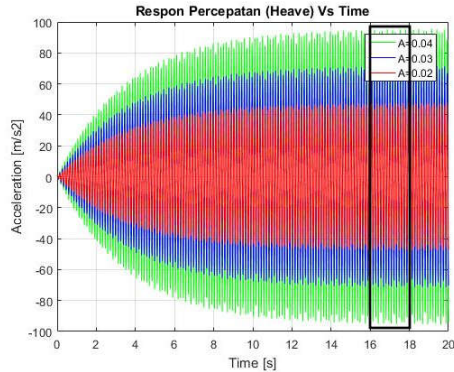


Gambar 4. 8 Block diagram dengan simulink

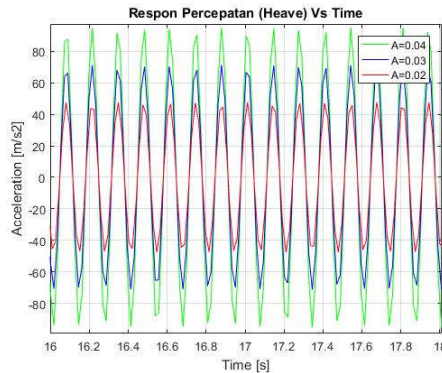
4.3.3 Analisa Pemodelan

Sistem yang telah dimodelkan menjadi *block diagram* pada simulink selanjutnya dapat dicari respon getarannya dengan cara mensimulasikan persamaan matematis dengan parameter massa (m), koefisien kekakuan (K), dan koefisien redaman (C) yang telah ditentukan. Sistem yang telah dibangun akan dimodelkan menjadi 3 bentuk sistem yang berbeda yaitu sistem 1 DoF, 2 DoF dan 3 DoF berdasarkan derajat kebebasan sistem yang dipengaruhi koefisien kekakuan pegas yang digunakan pada suspensi utama. Tujuan lain dari pemodelan sistem utama adalah untuk mengetahui pengaruh variasi amplitudo eksitasi sumber getar terhadap respon getaran di plat *exciter*. Gambar 4.8 berikut ini memperlihatkan respon getaran percepatan pada frekuensi natural sistem untuk beberapa perubahan amplitudo eksitasi yang diberikan kepada sistem.

Dari hasil simulasi didapatkan grafik *sinusoidal* respon getaran percepatan untuk masing-masing derajat kebebasan sistem seperti pada gambar 4.9 (a) terlihat bahwa semakin besar amplitudo eksitasi yang diberikan ke sistem maka besar amplitudo dan RMS dari respon percepatan akan semakin besar. Pada sistem dengan amplitudo eksitasi sumber getar 0,02 m besar RMS respon percepatan adalah sebesar 33.5837 m/s^2 . Untuk amplitudo eksitasi sumber getar 0,03 m besar RMS yang dihasilkan adalah sebesar 50.3659 m/s^2 dan untuk amplitudo eksitasi sumber getar 0,04 m besar RMS yang dihasilkan sebesar 67.1793 m/s^2 .



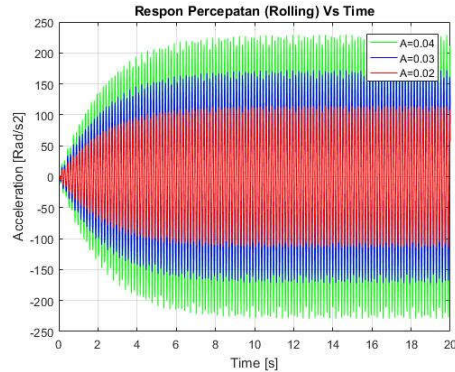
(a)



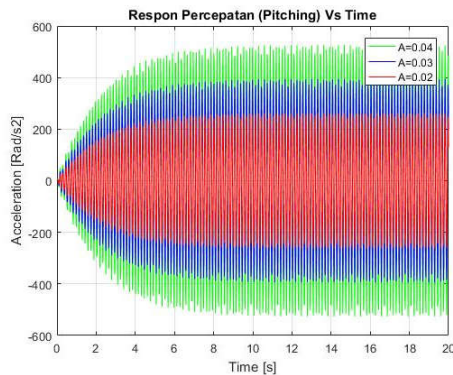
(b)

Gambar 4. 9 Grafik Sinusoidal respon percepatan sistem 1 DoF dengan variasi amplitudo eksitasi

Hasil yang hampir serupa juga didapatkan pada respon getaran rotasi pada sistem dengan 2 dan 3 derajat kebebasan, semakin besar nilai variasi amplitudo eksitasi sumber getar maka respon percepatan sudut sistem juga semakin besar. Pada gambar 4.10 ditunjukkan pengaruh perubahan nilai variasi eksitasi sumber getar terhadap respon percepatan sudut rotasi untuk gerak (a) *rolling* dan (b) *pitching*.



(a)



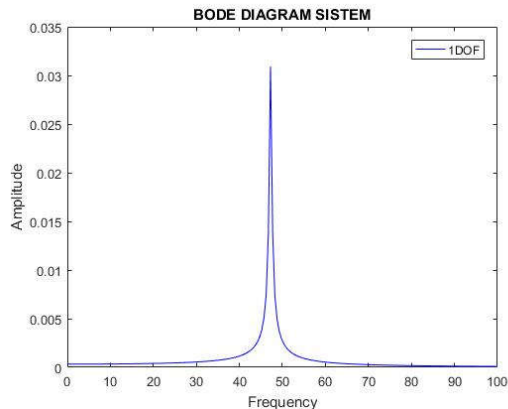
(b)

Gambar 4. 10 Grafik sinusoidal respon percepatan sudut (a) rolling dan (b) pitching sistem 3 DoF

Respon percepatan getaran multi nodal sistem 1 DoF

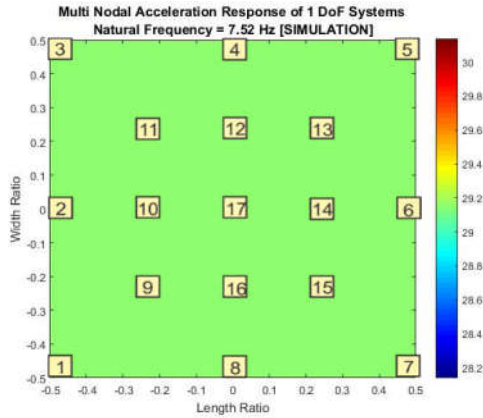
Sistem yang tersusun dari suspensi dengan nilai koefisien kekakuan setiap suspensi bernilai seragam hanya memiliki 1 derajat kebebasan saja yaitu pada arah translasi vertikal (heave). Sistem ini memiliki 1 buah frekuensi natural dimana respon getaran pada sistem memiliki nilai maksimum, frekuensi natural sistem tersebut terdapat pada 7.52 Hz atau setara dengan 47.24 rad/s dapat dilihat pada *bode diagram* sistem yang ditunjukkan di

gambar 4.11. Dimana frequency pada sumbu axis horizontal adalah frekuensi operasional sistem, sedangkan sumbu axis vertikal menunjukkan RMS respon percepatan getaran sistem pada frekuensi tersebut. Bode diagram menunjukkan letak respon getaran tertinggi sistem dimana frekuensi tersebut menunjukkan frekuensi natural sistem. Terdapat 1 buah puncak pada bode diagram yang menunjukkan sistem memiliki 1 derajat kebebasan.

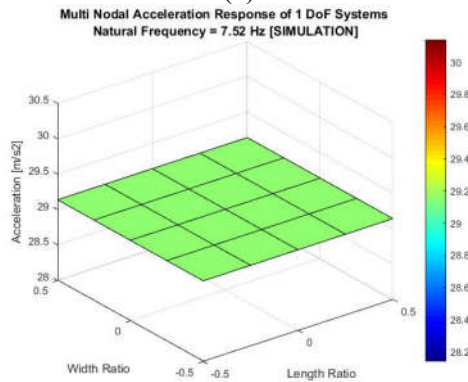


Gambar 4. 11 Bode diagram sistem 1 DoF

Sistem 1 DoF memiliki respon multi nodal yang sama untuk setiap nodal pada plat, ditunjukkan dari grafik respon multi nodal untuk sistem 1 DoF pada gambar 4.12. Grafik respon percepatan multi nodal pada frekuensi operasional sama dengan frekuensi natural sistem memiliki parameter sumbu axis horizontal sebagai rasio jarak nodal terhadap pusat titik berat dengan jarak antara suspensi 1 ke suspensi 2 (l/u). Dan parameter sumbu axis vertikal sebagai rasio jarak nodal terhadap pusat titik berat dengan jarak antara suspensi 1 ke suspensi 3 (l/v). Respon multi nodal pada sistem 1 derajat kebebasan tidak dipengaruhi oleh perubahan jarak nodal terhadap pusat titik berat karena tidak ada gerak rotasi pada sistem. Dari gambar didapatkan bahwa untuk nilai RMS respon percepatan pada frekuensi natural sistem 7.52 Hz dan amplitudo sumber getar 0.02 m yaitu sebesar 33.5837 m/s². Respon multi nodal dari hasil simulasi dapat dilihat dilampiran.



(a)



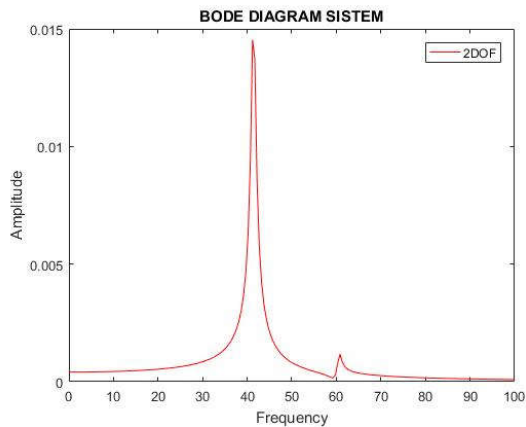
(b)

Gambar 4. 12 Grafik surface respon multi nodal sistem 1 DoF (a) surface 2D, (b) surface 3D

Respon percepatan getaran multi nodal sistem 2 DoF

Sistem yang terdiri dari suspensi dengan nilai koefisien kekakuan setiap suspensi berbeda, untuk 2 suspensi diruas kanan memiliki nilai koefisien kekakuan pegas 2510 N/m dan 2 suspensi diruas kiri memiliki nilai koefisien kekakuan pegas 3311 N/m, dalam kondisi ini maka sistem hanya memiliki 2 derajat kebebasan

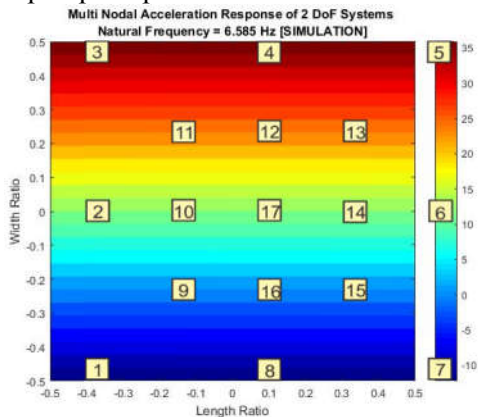
saja yaitu pada arah translasi vertikal (heave) dan arah rotasi (roll). Gambar 4.13 memperlihatkan bode diagram sistem dengan 2 derajat kebebasan, pada grafik terdapat 2 puncak yang menunjukkan letak dan jumlah frekuensi natural pada sistem. frekuensi natural pertama yang dimiliki sistem pada 6.585 Hz atau setara dengan 41.35 rad/s dan frekuensi natural kedua sistem pada 9.657 Hz atau setara 60.65 rad/s. Frekuensi natural pertama sistem memiliki amplitudo respon lebih besar dari pada frekuensi natural ke 2 sistem, hal ini menunjukkan getaran terbesar pada sistem dengan 2 derajat kebebasan terletak pada frekuensi natural pertama sistem.



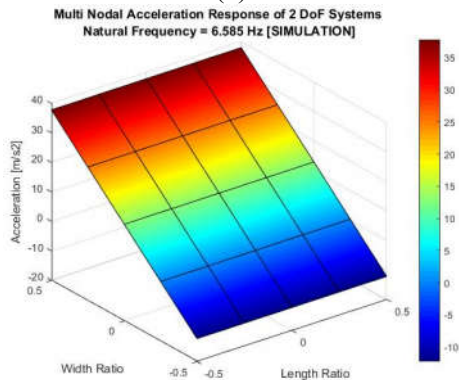
Gambar 4. 13 Bode diagram sistem 2 DoF

Sistem dengan 2 DoF memiliki respon multi nodal berbeda pada plat, ditunjukkan dari grafik respon multi nodal untuk sistem 2 DoF pada gambar 4.14 dan 4.15. Respon multi nodal pada sistem 2 derajat kebebasan dipengaruhi oleh perubahan jarak nodal karena ada gerak rotasi pada sistem. Nodal 3 dan 5 memiliki warna merah dan terletak disekitar pegas dengan koefisien kekakuan pegas 2200 N/m sedangkan pada nodal 1 dan 7 berwarna biru tua terletak disekitar suspensi dengan koefisien kekakuan pegas 3311 N/m. Dari gambar didapatkan bahwa untuk nilai RMS respon percepatan pada frekuensi natural sistem 6.58 Hz dan amplitudo sumber getar

0.02 m yaitu nilai RMS terbesar 37.83 m/s^2 pada nodal 3, 4 dan 5 sedangkan RMS terendah sebesar -12.3 m/s^2 pada nodal 1, 7 dan 8. Bentuk grafik respon multi nodal untuk sistem dengan 2 derajat kebebasan memiliki pola respon di frekuensi natural 1 semakin besar rasio lebar jarak nodal terhadap pusat titik berat plat dan semakin mendekati pegas dengan koefisien kekakuan terendah maka RMS respon percepatan semakin besar.



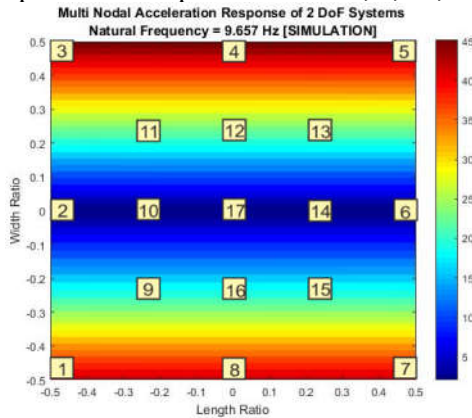
(a)



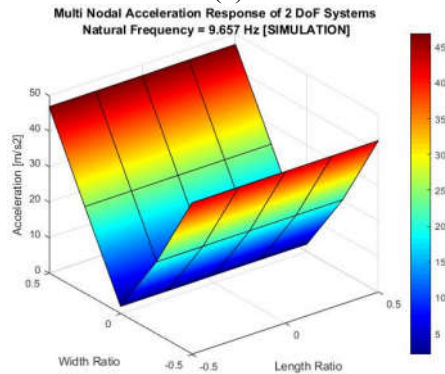
(b)

Gambar 4. 14 Grafik surface respon multi nodal untuk $F_n 1$ (a) 2D surface, (b) 3D surface

Sedangkan berdasarkan hasil simulasi pada sistem 2 derajat kebebasan yang dioperasikan pada frekuensi natural ke 2 sistem memiliki respon getaran terbesar pada nodal 1, 3, 4, 5, 7, dan 8 sedangkan respon terendah pada nodal ke 2, 6, 10, 14 dan 17.



(a)

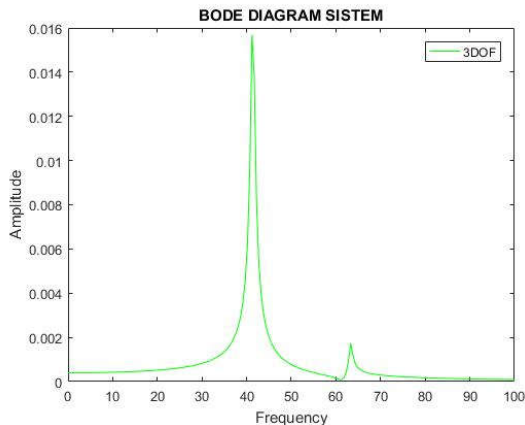


(b)

Gambar 4. 15 Grafik surface respon multi nodal untuk Fn 2 (a) 2D Surface, (b) 3D surface

Respon percepatan getaran multi nodal sistem 3 DoF

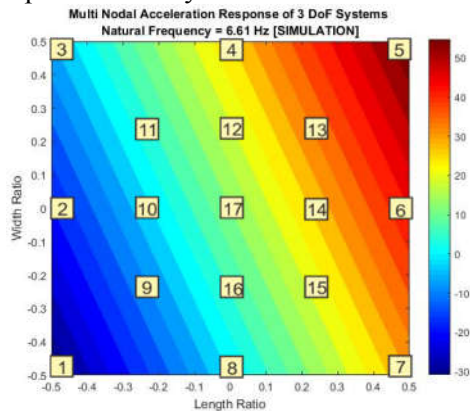
Sistem dengan 3 derajat kebebasan tersusun dari massa yang disupport oleh suspensi dengan nilai koefisien kekakuan setiap suspensi berbeda. Nilai koefisien kekakuan pegas suspensi 1, 2, 3, dan 4 secara berturut-turut adalah 1896 N/m, 2510 N/m, 3311 N/m, dan 3956 N/m dalam kondisi ini maka respon getaran yang terjadi pada sistem yaitu pada arah translasi vertikal (heave), arah rotasi (roll) dan (pitch). Frekuensi natural yang dimiliki sistem dengan 3 derajat kebebasan juga sejumlah 3 buah yang ditunjukkan pada gambar 4.16, grafik *bode diagram* menggambarkan jumlah frekuensi natural yang terjadi pada sistem dan posisinya. Berdasarkan pada gambar 4.16 terlihat ada 3 buah puncak grafik yang terletak pada frekuensi 6.612 Hz, 9.626 Hz, dan 10.15 Hz atau setara dengan 41.52 rad/s, 60.45 rad/s dan 63.73 rad/s dimana frekuensi tersebut adalah frekuensi natural sistem. Amplitudo respon getaran terbesar grafik terdapat pada frekuensi natural pertama sistem sedangkan puncak ke 2 terlihat samar dikarenakan nilai amplitudo respon terlalu rendah jika dibandingkan amplitudo pada puncak pertama.

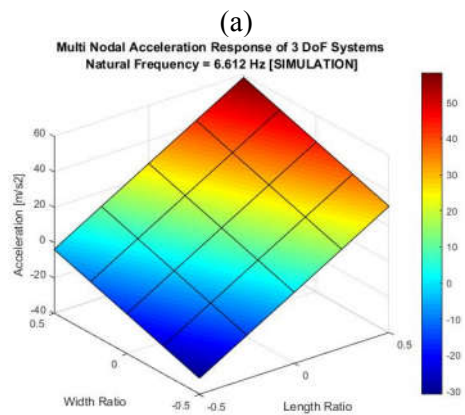


Gambar 4. 16 Bode diagram sistem 3 DoF

Sistem 3 DoF memiliki respon yang berbeda pada setiap titik nodalnya, nilai respon getaran bergantung pada posisi nodal

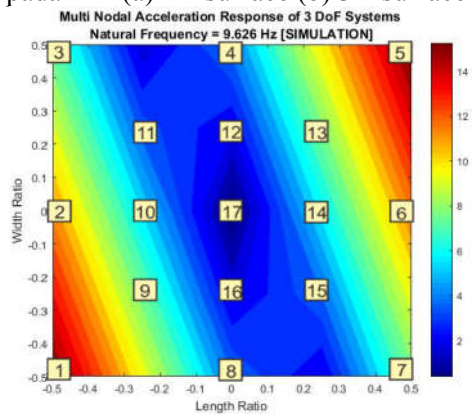
terhadap titik beratnya. Gambar 4.17 adalah grafik *surface* yang menunjukkan respon multi nodal pada plat dalam bentuk nilai RMS respon getaran yang diambil pada setiap frekuensi natural pertama sistem. dari grafik didapatkan hasil bahwa nodal dengan posisi semakin mendekati suspensi dengan koefisien kekakuan terendah 1896 N/m memiliki RMS respon terbesar yaitu 58.2 m/s². Sedangkan RMS respon terendah -30.9 m/s² pada posisi nodal 1 yang mendekati suspensi dengan koefisien kekakuan terbesar yaitu 3956 N/m. Gambar 4.18 dan gambar 4.19 mununjukan respon multi nodal sistem 3 DoF pada frekuensi natural ke 2 dan ke 3 dengan hasil respon jika diplotkan ke dalam grafik surface hampir sama. RMS respon terbesar terdapat pada nodal 1 dan 5 yang terletak mendekati pegas dengankoeffisien kekakuan terbesar dan terendah pada sistem sedangkan RMS respon terendah pada posisi nodal 17 yang terletak tepat di pusat titik berat sistem. Perbedaan respon multi nodal dari frekuensi natural ke 2 dan ke 3 adalah nodal yang memiliki respon terbesarnya.



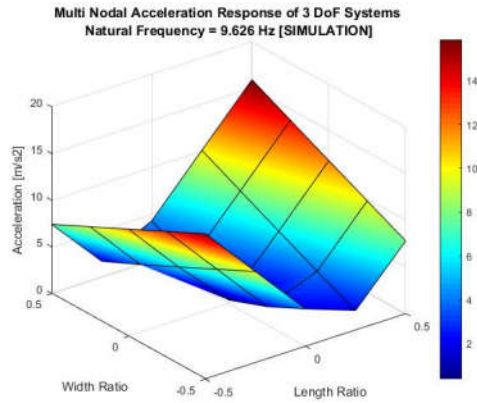


(b)

Gambar 4. 17 Grafik surface respon multi nodal sistem 3 DoF pada Fn1 (a) 2D surface (b) 3D surface

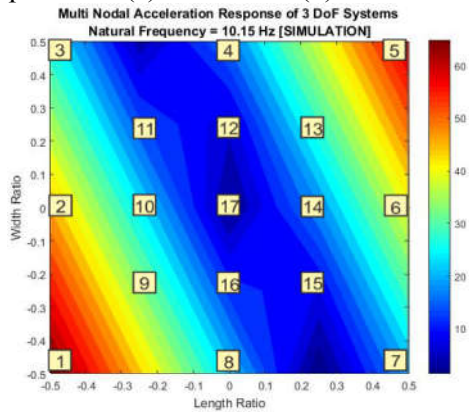


(a)

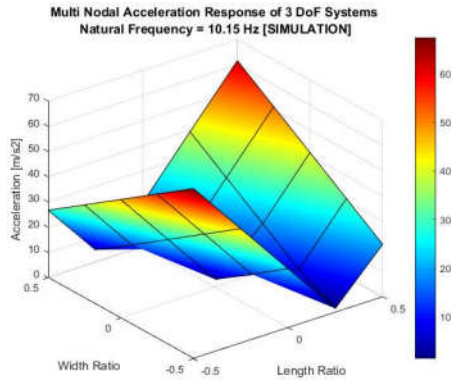


(b)

Gambar 4. 18 Grafik surface respon multi nodal sistem 3 DOF pada Fn2 (a) 2D surface (b) 3D surface



(a)



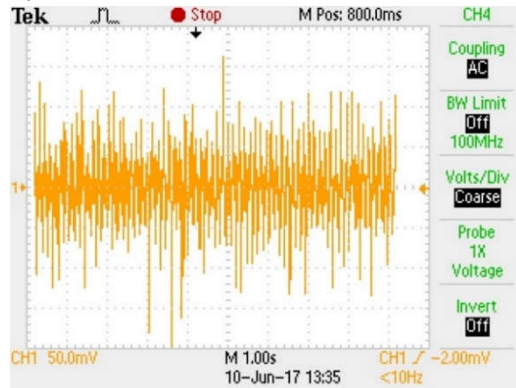
(b)

Gambar 4. 19 Grafik surface respon multi nodal sistem 3 DoF pada Fn3 (a) 2D surface (b) 3D surface

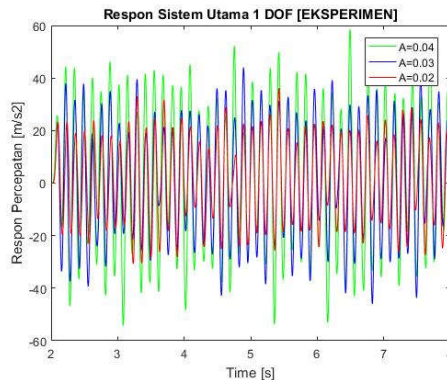
4.4 Pengujian respon getaran

Pengambilan data eksperimen dilakukan dengan menggunakan *accelerometer* dan *digital oscilloscope* sebagai alat ukur voltase bangkitan yang dihasilkan oleh getaran dari sebuah sistem utama. Data yang diperoleh dari *Oscilloscope* tersimpan pada *flashdisk* yang terpasang pada *Oscilloscope*. Penelitian ini dilakukan dengan variasi amplitudo eksitasi yaitu 0.02m, 0.03m, dan 0.04m, variasi lain yang akan dilakukan pada penelitian ini adalah mencari tahu pengaruh perubahan koefisien kekakuan pegas suspensi terhadap respon getaran translasi heave, rotasi roll dan pitch. Dalam penelitian respon getaran yang diamati saat di frekuensi operasional sama dengan frekuensi natural pertama sistem dan titik yang diamati adalah di 17 titik pada plat exciter. Pada setiap nodal di plat exciter tersebut dilakukan pengujian getar dengan 3 kali pengulangan untuk masing-masing variasi yang ditentukan. Data yang telah didapatkan seperti pada gambar 4.20 diolah dengan menggunakan *software* komputasi numerik untuk mendapatkan data dan grafik yang merepresentasikan getaran pada pengujian respon multi nodal plat exciter. Data yang diperoleh dipindah ke rekap data dalam bentuk file excel untuk selanjutnya

di filter dengan menggunakan *filter tool* pada *software* komputasi. Data yang telah difilter kemudian di *smoothing* agar grafik yang diperoleh dari *Oscilloscope* lebih mudah dianalisis seperti pada gambar 4.21.



Gambar 4. 20 Grafik keluaran digital oscilloscope



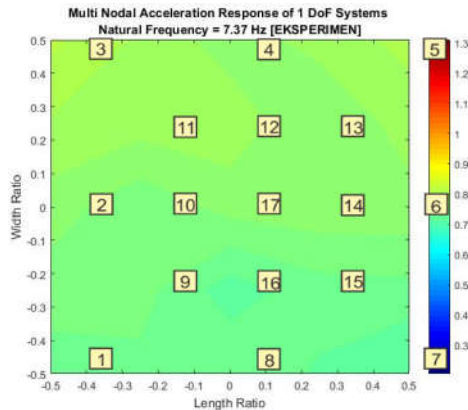
Gambar 4. 21 Grafik sinusoidal respon getaran hasil filtering dan smoothing

Data hasil eksperimen yang telah diolah menjadi bentuk grafik sinusoidal tahap selanjutnya adalah mencari setiap nilai RMS grafik. Nilai RMS grafik ini nantinya akan dibandingkan dengan nilai pengujian yang lain tergantung pada posisi nodalnya sehingga dapat disajikan dalam bentuk grafik *surface* pada setiap

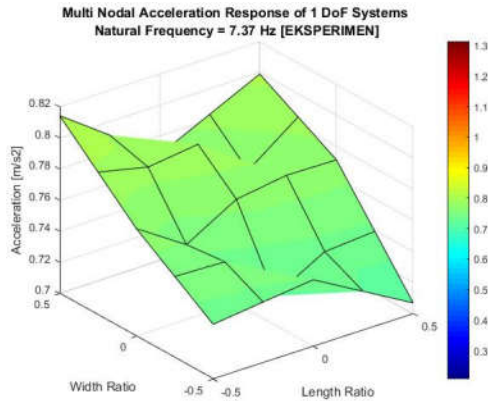
nodal. Grafik ini akan menggambarkan besarnya respon getaran yang terjadi pada setiap posisi nodal ketika bergetar di frekuensi operasional mendekati frekuensi natural dari sistem. Grafik 4.21 menunjukkan bahwa pengaruh variasi amplitudo sumber getar terhadap respon percepatan getaran berbanding lurus, semakin besar amplitudo sumber getar maka amplitudo respon percepatan juga semakin besar.

Sistem 1 Degree of Freedom

Gambar 4.22 adalah grafik hasil plot RMS respon multi nodal pada sistem 1 derajat kebebasan dengan metode eksperimen. Pada grafik nilai respon di setiap nodal hampir mendekati sama dengan range nilai RMS diantara 0.70678 m/s² sampai dengan 0.81435 m/s² untuk variasi amplitudo eksitasi 0.02m. Berdasarkan teori respon di setiap nodal seharusnya memiliki RMS nilai yang sama namun dari hasil metode eksperimen di setiap nodal didapatkan RMS nilai yang fluktuatif tapi masih dalam range 0.7 hingga 0.81 m/s². Perbedaan pada hasil eksperimen bisa terjadi karena ada kesalahan ketika proses pengambilan data, pengamatan RPM yang tidak konstan sehingga menimbulkan respon getaran tidak dalam kondisi steady, ataupun bisa saja terjadi karena suspensi alat simulator memiliki koefisien redaman berbeda.



(a)

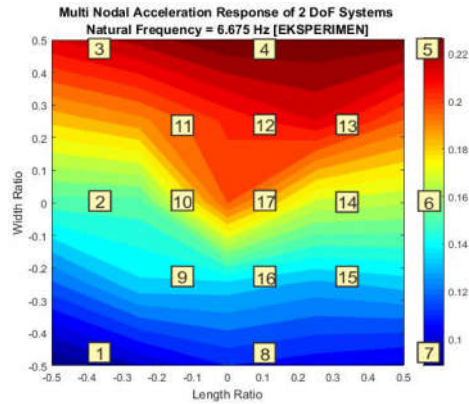


(b)

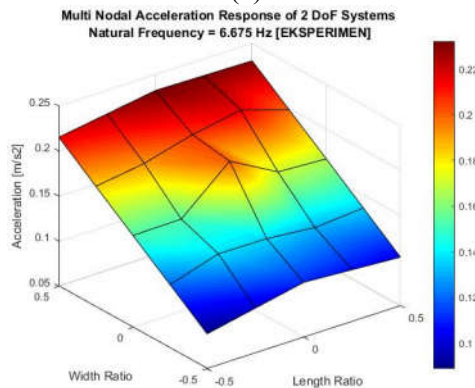
Gambar 4. 22 Grafik surface respon multi nodal sistem 1 DoF

Sistem 2 Degree of Freedom

Dari pengujian respon multi nodal dengan sistem 2 derajat kebebasan didapat hasil seperti gambar 4.23, grafik respon multi nodal membentuk bidang miring dengan posisi nodal 3, 4 dan 5 memiliki RMS respon terbesar dimana posisi nodal tersebut berimpit dengan suspensi pegas yang memiliki nilai koefisien kekakuan terkecil yaitu 2200 N/m. Sedangkan pada nodal 1, 7 dan 8 yang berimpit dengan suspensi pegas dengan nilai koefisien kekakuan terbesar yaitu 3311 N/m memiliki nilai RMS respon percepatan getaran terkecil. Grafik surface 3D menunjukkan warna merah adalah daerah pada plat exciter yang memiliki RMS respon getaran terbesar sedangkan warna biru menunjukkan daerah dengan nilai RMS respon getaran terkecil.



(a)



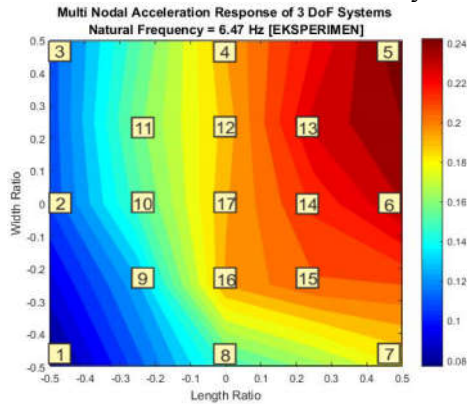
(b)

Gambar 4. 23 Grafik surface respon multi nodal sistem 2 DoF

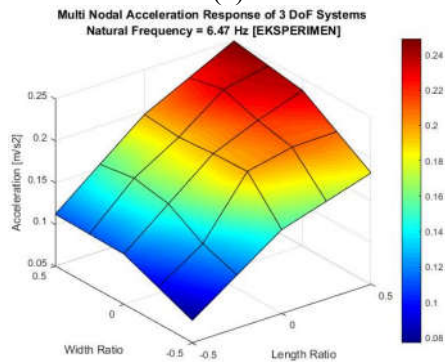
Sistem 3 Degree of Freedom

Hasil pengujian respon multi nodal pada sistem dengan 3 derajat kebebasan pada frekuensi kerja sama dengan frekuensi natural pertama sistem ditunjukkan pada gambar 4.24. Grafik respon multi nodal pada sistem 3 DoF menunjukkan warna yang berbeda pada setiap posisis nodal berbeda dengan hasil pengujian untuk sistem dengan 3 DoF. Pada grafik 4.24 ditunjukan area yang

mempunyai respon percepatan getaran terbesar pada nodal 5 yang berdekatan dengan suspensi pegas dengan nilai koefisien kekakuan terkecil yaitu 1896 N/m. Sedangkan nilai RMS respon percepatan getaarn terkecil pada nodal 1 yang berimpit dengan posisi suspensi pegas dengan nilai koefisien kekakuan terbesar yaitu 3956 N/m.



(a)



(b)

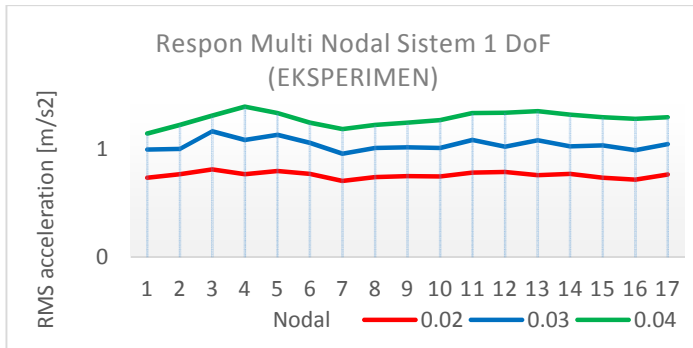
Gambar 4. 24 Grafik surface respon multi nodal sistem 3 DoF

4.5 Perbandingan trendline grafik RMS respon pemodelan dan eksperimen

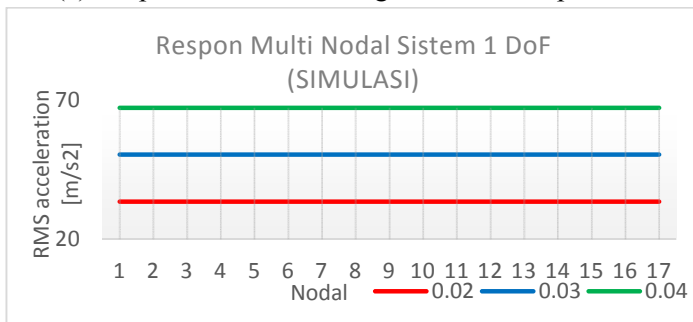
Dari 2 metode yang sudah dilakukan pada penelitian respon getaran multi nodal pada plat *mechanical vibration exciter* dengan variasi amplitudo eksitasi dan koefisien kekakuan suspensi pegas, maka didapatkan hasil sebagai berikut:

Pengaruh perubahan variasi amplitudo eksitasi sumber getar pada respon getaran yang terjadi di setiap nodal adalah semakin besar amplitudo eksitasi maka nilai respon getaran juga semakin besar. Hasil tersebut dibuktikan dengan gambar 4.25 yaitu respon getaran pada sistem dengan 1 derajat kebebasan, begitupula untuk sistem dengan 2 dan 3 derajat kebebasan seperti gambar 4.26 dan 4.27. Pada grafik, garis merah adalah respon multi nodal dengan variasi amplitudo eksitasi 0.02m, sedangkan garis biru adalah respon multi nodal untuk variasi amplitudo eksitasi 0.03m dan garis hijau adalah variasi amplitudo eksitasi 0.04m.

Grafik respon multi nodal hasil pengujian pada sistem dengan 1 DoF dari gambar 4.25 (a) menampilkan nilai yang hampir seragam untuk setiap nodalnya. Hasil penelitian ini serupa dengan hasil simulasi yang dibuat dari teori gambar 4.25 (b). Nilai trendline grafik hasil eksperimen fluktuatif untuk setiap variasi amplitudo eksitasi, namun kisaran nilai RMS cenderung sama untuk setiap nodalnya dengan rata-rata respon percepatan pada amplitudo eksitasi 0.02m 0.03m dan 0.04m berturut turut sebesar 0.761 m/s², 1.043 m/s² dan 1.281m/s². Hasil eksperimen untuk sistem 1 DoF sesuai dengan tinjauan teori yaitu respon getaran pada sistem dengan gerak translasi akan bernilai sama pada setiap titiknya.



(a) Respon multi nodal dengan metode eksperimen

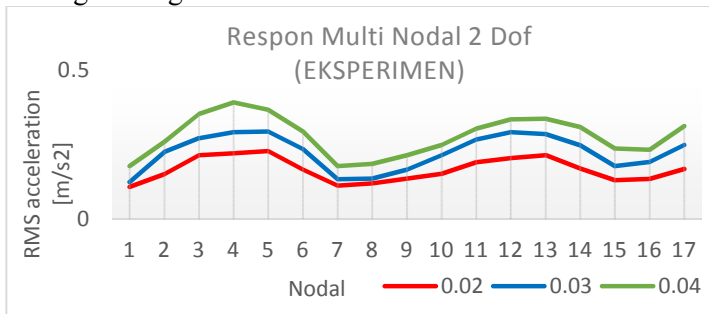


(b) Respon multi nodal dengan metode simulasi

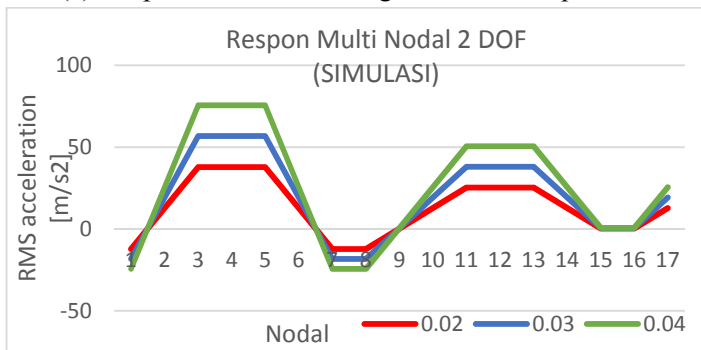
Gambar 4. 25 Grafik RMS respon multi nodal (a) Eksperimen Vs (b) Simulasi pada sistem 1 DoF

Trendline grafik RMS multi nodal yang berbeda didapat pada pengujian dengan variasi nilai koefisien kekakuan pegas berbeda untuk suspensi bagian kanan (K_1 , K_3) dan suspensi bagian kiri (K_2 , K_4). Dengan nilai koefisien kekakuan berbeda menimbulkan getaran dengan 2 derajat kebebasan yaitu kearah translasi (heave) dan rotasi (roll). Respon getaran yang terjadi pada setiap nodal dapat diplot dan membentuk gambar 4.26 (a) untuk eksperimen dan (b) untuk simulasi, dengan kecenderungan trendline grafik sama. Namun terdapat perbedaan pada respon di nodal nomer 9, 15 dan 16 dimana dari simulasi adalah nodal dengan nilai RMS respon percepatan terendah sedangkan pada

hasil eksperimen nodal dengan RMS respon terendah adalah di nomor 1, 7 dan 8. Perbedaan trendline grafik simulasi dan eksperimen juga terjadi pada nodal 3, 4 dan 5 dimana berdasarkan teori nilai RMS pada nodal tersebut harus ekuivalen untuk mendapat getaran dengan arah translasi dan rotasi. Namun perbedaan ini bisa terjadi di metode eksperimen karena faktor koefisien kekakuan pegas yang tidak persis identik antara suspensi di masing-masing ruas.



(a) Respon multi nodal dengan metode eksperimen

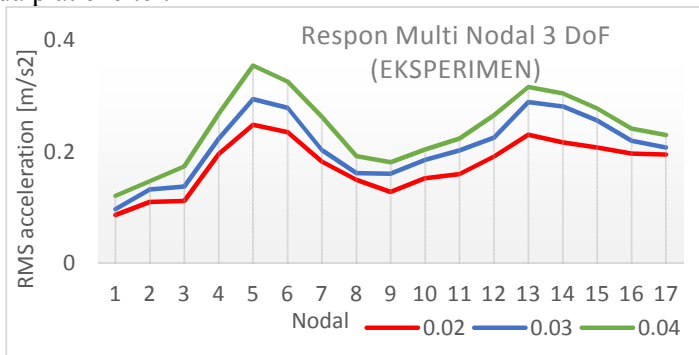


(b) Respon multi nodal dengan metode simulasi

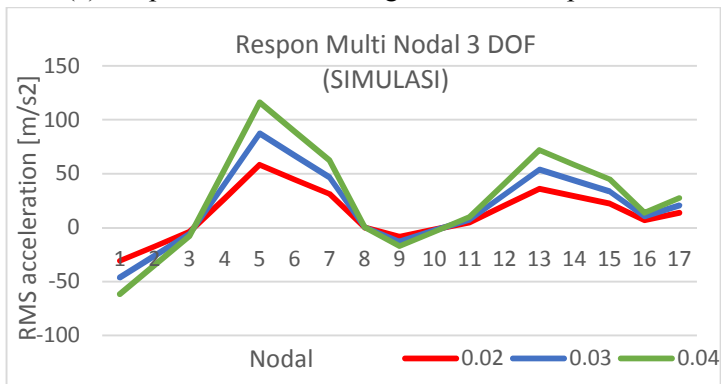
Gambar 4. 26 Grafik RMS respon multi nodal (a) Eksperimen Vs (b) Simulasi pada sistem 2 DoF

Respon percepatan getaran pada plat *exciter* dengan sistem 3 derajat kebebasan yang disebabkan nilai koefisien kekakuan di masing-masing suspensi pegas berbeda seperti pada gambar 4.27.

Dari grafik hasil simulasi (b) dan eksperimen (a) didapatkan trendline grafik yang mendekati sama yaitu trendline grafik naik dari nodal 1 hingga mencapai nilai maksimum di nodal 5 kemudian nilai RMS grafik turun hingga mencapai titik terendah pada nodal 9 dan naik kembali hingga nodal 13, selanjutnya berangsur anggur turun hingga nodal ke 17. Hasil yang berbedaterjadi pada trendline grafik simulasi dimana perbedaan pada nodal nomer 3, 9 dan 16, hasil ini bisa terjadi karena terjadinya pergeseran pusat titik rotasi pada plat exciter.



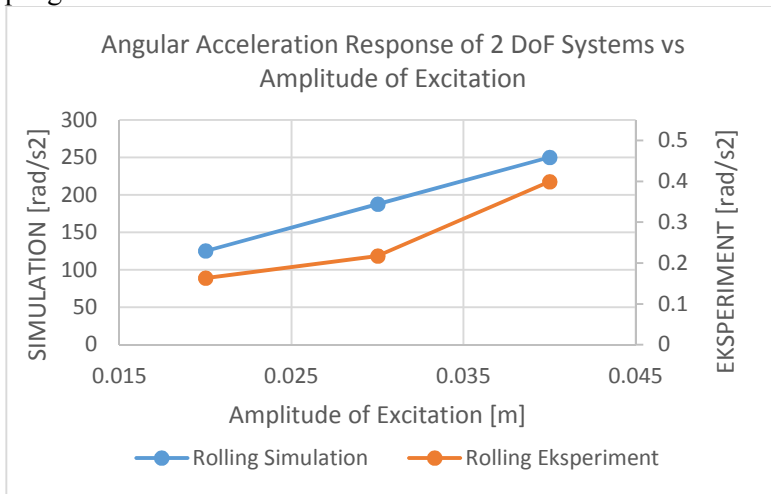
(a) Respon multi nodal dengan metode eksperimen



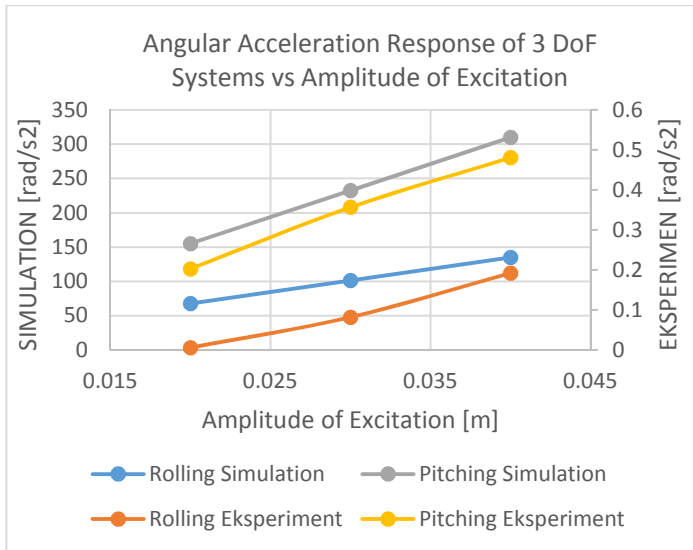
(b) Respon multi nodal dengan metode simulasi

Gambar 4. 27 Grafik RMS respon multi nodal (a) Eksperimen Vs (b) Simulasi pada sistem 3 DoF

Dari penelitian respon multi nodal dengan metode simulasi dan eksperimen penulis dapat membandingkan pengaruh variasi amplitudo eksitasi terhadap respon percepatan sudut pada sistem *exciter* dengan 2 dan 3 derajat kebebasan. Sistem dengan 2 derajat kebebasan memiliki respon percepatan sudut dengan arah rolling. Pengaruh variasi amplitudo eksitasi terhadap respon percepatan sudut dapat dilihat pada gambar 4.28 untuk sistem 2 DoF dan pada grafik 4.29 untuk sistem dengan 3 DoF. Dimana sistem dengan 3 DoF memiliki 2 buah respon percepatan sudut yaitu kearah rolling jika dilihat dari pandangan depan sistem dan kearah pitching jika dilihat dari pandangan samping. Grafik hasil simulasi dan eksperimen memiliki trendline naik ditunjukkan pada grafik 4.29 rolling simulasi pada amplitudo eksitasi 0.02m didapatkan RMS percepatan sudut 125.17 dan terus naik secara linear hingga amplitudo eksitasi 0.04m didapat RMS percepatan sudut 250.33. Hasil serupa juga didapat pada metode simulasi dan eksperimen untuk sistem 3 DoF, namun dari hasil eksperimen untuk sistem dengan 2 derajat kebebasan didapatkan ketidaklinearan grafik yang mungkin disebabkan oleh kurang telitinya saat dilakukan pengambilan data.



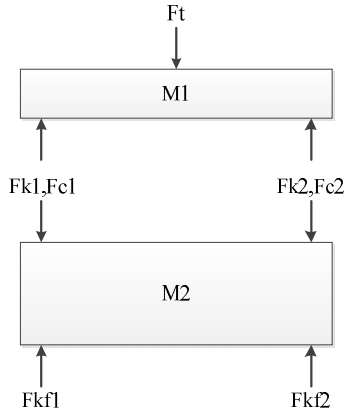
Gambar 4. 28 Grafik respon percepatan sudut sistem 2 DoF



Gambar 4. 29 Grafik respon percepatan sudut sistem 3 DoF

Respon getaran dari hasil metode eksperimen dan simulasi pada pitching respon angular acceleration memiliki selisih yang besar dengan nilai eror mencapai 99,8%. Perbedaan hasil respon bisa disebabkan oleh tidak rigidnya rangka exciter sehingga energi kinetik terbuang karena ikut bergetarnya rangka dan mekanisme motor penggerak. Rangka exciter harus dibaut ke lantai dengan tujuan mencegah rangka ikut bergetar. Getaran yang terjadi pada rangka ini lah yang mengakibatkan nilai massa yang harus di eksitasi oleh exciter berbeda dengan pemodelan sehingga respon percepatan dari eksperimen bernilai jauh lebih kecil. Berdasarkan persamaan dasar getaran yaitu $M_{eq}x + C_{eq}\dot{x} + K_{eq}x = F$, semakin besar nilai massa equivalen exciter (M_{eq}) maka respon percepatan getaran (x) menjadi semakin kecil.

Apabila sistem mempertimbangkan getaran yang terjadi pada angka exciter maka pemodelan sistem sebagai berikut :



Gambar 4. 30 Pemodelan sistem dengan mempertimbangkan getaran pada rangka exciter

Keterangan :

F_t : Gaya harmonis dari *base* (N)

F_{k1} : Gaya aksi-reaksi pegas dari suspensi 1 (N)

F_{k2} : Gaya aksi-reaksi pegas dari suspensi 2 (N)

F_{kf1} : Gaya aksi-reaksi pegas dari kaki rangka 1 (N)

F_{kf2} : Gaya aksi-reaksi pegas dari kaki rangka 2 (N)

F_{c1} : Gaya redaman dari suspensi 1 (N)

F_{c2} : Gaya redaman dari suspensi 2 (N)

M_1 : Massa plat *exciter* (Kg)

M_2 : Massa rangka *exciter* (Kg)

Dengan nilai F_K dan F_C sebagai berikut :

$$F_t = K_0(Z_0 - Z_1) + C_0(Z_0 - \dot{Z}_1)$$

$$F_{k1} = K_1(Z_1 - Z_2)$$

$$F_{k2} = K_2(Z_1 - Z_2)$$

$$F_{kf1} = K_{f1}(Z_2)$$

$$F_{kf2} = K_{f2}(Z_2)$$

$$F_{c1} = C_1(\dot{Z}_1 - \dot{Z}_2)$$

$$F_{c2} = C_2(\dot{Z}_1 - \dot{Z}_2)$$

Asumsi koefisien pegas ke 4 suspensi bernilai sama, maka matrix persamaan gerak sistem seperti pada persamaan 4.7.

Persamaan gerak translasi ke arah vertikal (*heave*) pada plat *exciter*:

$$\begin{aligned}\sum F &= mZ_1 \\ F_t - F_{k1} - F_{k2} - F_{C1} - F_{C2} &= MZ_1 \\ MZ_1 + Z_1(C_0 + C_1 + C_2) - Z_2(C_1 + C_2) + Z_1(K_0 + K_1 + K_2) \\ Z_2(K_1 + K_2) &= C_0Z_0 + K_0Z_0 \dots\dots\dots (4.5)\end{aligned}$$

Persamaan gerak translasi ke arah vertikal (*heave*) pada rangka *exciter* :

$$\begin{aligned}\sum F &= mZ_2 \\ F_{k1} + F_{k2} - F_{kf1} - F_{kf2} &= mZ_2 \\ mZ_2 - Z_1(C_1 + C_2) + Z_2(C_1 + C_2) - Z_1(K_1 + K_2) + Z_2(K_1 + K_2 + \\ K_{f1} + K_{f2}) &= 0 \dots\dots\dots (4.6)\end{aligned}$$

Dan matrix persamaan gerak sistem sebagai berikut:

$$\begin{bmatrix} M1 & 0 \\ 0 & M2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} Z_1 \\ Z_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} (C_0 + C_1 + C_2) & (C_1 + C_2) \\ (C_1 + C_2) & (C_1 + C_2) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} Z_1 \\ Z_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} (K_0 + K_1 + K_2) & (K_1 + K_2) \\ (K_1 + K_2) & (K_1 + K_2 + K_{f1} + K_{f2}) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} Z_1 \\ Z_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} C_0Z_0 + K_0Z_0 \\ 0 \end{Bmatrix} \dots\dots\dots (4.7)$$

Dari kondisi aktual alat simulator getar didapatkan getaran terjadi pada plat *exciter* dan rangka *exciter* sehingga pemodelan sistem menjadi seperti pada gambar 4.30. Penambahan jumlah derajat kebebasan menjadikan jumlah frekuensi natural sistem bertambah, dan respon percepatan getaran yang terjadi pada plat *exciter* dengan amplitudo eksitasi 0.02m secara simulasi sebesar 2.2791 m/s². Jika hasil simulasi dibandingkan dengan hasil eksperimen pada variasi amplitudo dan koefisien kekakuan pegas sama yaitu 0.761 m/s² maka didapat nilai eror sebesar 66.61%. Perbandingan RMS respon percepatan antara simulasi dan eksperimen pada sistem yang menggunakan suspensi *exciter* bernilai seragam dapat dilihat pada tabel 4.8.

Tabel 4. 8 Perbandingan nilai respon sistem 1 DoF dengan metode simulasi dan eksperimen

Amplitudo eksitasi [m]	RMS Simulasi [m/s ²]	RMS Eksperimen [m/s ²]	Error [%]
0.02	2.2791	0.761	66.61
0.03	3.4139	1.043	69.45
0.04	4.5539	1.281	71.87

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Berdasarkan penelitian respon multinodal pada plat *mechanical vibration exciter* dengan metode simulasi dan eksperimen yang telah dilakukan penulis didapatkan kesimpulan sebagai berikut:

1. Telah dirancang dan dibuat alat *mechanical vibration exciter* dengan nilai massa 6 Kg, Koefisien kekakuan 3311 N/m dan koefisien redaman 1.5 Ns/m yang memiliki respon getaran terbatas pada arah gerak transalsi *heave* dan rotasi *rolling*, *pitching*.
2. Respon getaran multi nodal yang terjadi pada plat *exciter* dipengaruhi jarak nodal terhadap pusat titik berat massa *exciter*, semakin besar jarak nodal terhadap pusat titik berat maka RMS respon getaran juga semakin besar, pada sistem 3 DoF dengan amplitudo eksitasi 0.04 m dan rasio panjang dan lebar sebesar 0.5 didapatkan respon percepatan terbesar adalah 0.355 m/s².
3. Semakin besar amplitudo eksitasi menyebabkan respon perpindahan, kecepatan dan percepatan yang dialami plat *exciter* juga semakin besar berdasarkan hasil simulasi dan eksperimen, variasi amplitudo eksitasi berpengaruh pada respon percepatan sudut *exciter* dengan arah respon *heave* *rolling* dan *pitching*, hasil eksperimen sistem 3 DoF dengan amplitudo eksitasi 0.04 m didapat respon percepatan terbesar untuk *heave*, *rolling* dan *pitching* secara berturut-turut adalah 0.2305 m/s², 0.1919 rad/s², dan 0.4805 rad/s².
4. Ketidaksamaan nilai koefisien kekakuan pegas pada sistem *exciter* berpengaruh pada jumlah derajat kebebasan sistem dan arah gerak respon getaran. Untuk sistem dengan koefisien kekakuan pegas bernilai seragam memiliki 1 DoF, sistem dengan koefisien kekakuan ruas kanan sama dengan ruas kiri memiliki 2 DoF, sedangkan untuk sistem untuk

keempat nilai koefisien kekakuan berbeda maka memiliki 3 DoF.

5.2 Saran

Dari penelitian yang telah dilakukan didapatkan saran guna menyempurnakan penelitian selanjutnya mengenai respon getaran multi nodal sebagai berikut:

1. Rangka *exciter* dibuat dengan material lebih kokoh, tebal dan harus dibaut ke lantai untuk memastikan tidak terjadi getaran pada rangka sehingga energi kinetik yang diberikan penggerak tidak terbuang karena getaran di rangka *exciter*.
2. Penelitian ini dapat dilanjutkan dengan membandingkan analisa respon getaran sistem *exciter* untuk sumber eksitasi gaya rotating *unbalance*.
3. Penelitian ini dapat dilanjutkan dengan pengujian secara eksperimen dan simulasi respon multi nodal pada frekuensi natural ke 2 dan ke 3 dengan menggunakan sistem 3 DoF.
4. *Clearance spring rod* dan *linear bushing* dibuat kurang dari 0.5 mm untuk meminimalkan noise karena getaran kearah lateral.
5. Metode *filtering* dengan *butterworth* kurang sesuai digunakan untuk mengolah data keluaran *oscilloscope* karena nilai RMS respon tereduksi.

DAFTAR PUSTAKA

- [1] S. S. Rao, *Machanical Vibrations* 4th ed., Singapore: Prentice Hall, 2004.
- [2] K. Arya, “Studi Pengaruh Penambahan Torsional Vibration Absorber Terhadap Respon Getaran pada Sistem Getar Rotasi Utama,” dalam *Vibrasi dan Sistem Dinamis*, 2016, pp. 1-50.
- [3] D. H. Myszka, *Machines and Mechanisms Aplied Kinematic Analysis* 4th-ed, USA: Prentice Hall, 2012.
- [4] A. D. Deutschman, *Machine Design Theory and Practice*, USA: Macmillan Publishing Co.,inc, 1975.
- [5] W. R. Efendy, “Pemodelan dan Analisa Reduksi Respon Getaran Translasi Pasa Sistem Utama dan Energi Listrik yang Dihasilkan oleh Mekanisme Dynamic Vibration Absorber Metode Cantilever Piezoelectric (CPVA),” 2016.
- [6] N. Anekar, “Design and Testing of Unbalanced Mass Mechanical Vibration Exciter,” *International Journal of Research in Engineering and Technology*, vol. III, no. 08, 2014.
- [7] V. Arakelian, “Design of Scotch Yoke Mechanisms with Improved Driving Dynamics,” *J Multy Body Dynamics*, vol. 230, 2016.
- [8] L. J. O'Malley, “Resoponse of Structure to SDoF vs MDoF Vibration Testing,” *Sandia National Laboratories*, 2016.

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

LAMPIRAN

Lampiran hasil pengujian koefisien kekakuan pegas

Tabel 4.8 Pengujian K suspensi pegas penunjuk

No	Massa uji (Kg)	Delta L pegas (mm)				Koefisien (N/m)
		1	2	3	Rata-rata	
1	0,201	0,013	0,014	0,014	0,01367	144,279
2	0,250	0,017	0,017	0,017	0,017	144,265
3	0,301	0,020	0,020	0,020	0,02	147,641
4	0,352	0,024	0,024	0,024	0,024	143,88
5	0,402	0,026	0,026	0,027	0,0263	149,758
Rata-rata						145,964

Tabel 4.9 Pengujian K suspensi pegas Variasi 1

No	Massa uji (Kg)	Delta L pegas (m)				Koefisien (N/m)
		1	2	3	Rata-rata	
1	2	0,01	0,009	0,01	0,0097	2029,655
2	3	0,017	0,016	0,016	0,0163	1801,837
3	4	0,02	0,02	0,021	0,0203	1929,836
4	5	0,26	0,026	0,027	0,0263	1862,658
5	6	0,31	0,032	0,032	0,0317	1858,737
Rata-rata						1896,545

Tabel 4.10 Pengujian K suspensi pegas Variasi 2

No	Massa uji (Kg)	Delta L pegas (m)				Koefisien (N/m)
		1	2	3	Rata-rata	
1	2	0.009	0.008	0.009	0.008667	2263.8462
2	3	0.014	0.014	0.014	0.014	2150.4
3	4	0.017	0.018	0.018	0.017667	2221.1321
4	5	0.022	0.023	0.023	0.022667	2183.3
5	6	0.027	0.027	0.027	0.027	2180.243
Rata-rata						2199.7842

Tabel 4.10 Pengujian K suspensi pegas Variasi 3

No	Massa uji (Kg)	Delta L pegas (m)				Koefisien (N/m)
		1	2	3	Rata-rata	
1	2	0.008	0.0081	0.0083	0.008133	2412.295
2	3.035	0.0121	0.0122	0.0121	0.012133	2453.848
3	4.123	0.0159	0.0161	0.0163	0.0161	2512.213
4	4.792	0.0155	0.0188	0.0187	0.017667	2660.916
5	6.157	0.0244	0.0239	0.0239	0.024067	2509.702
Rata-rata						2509.795

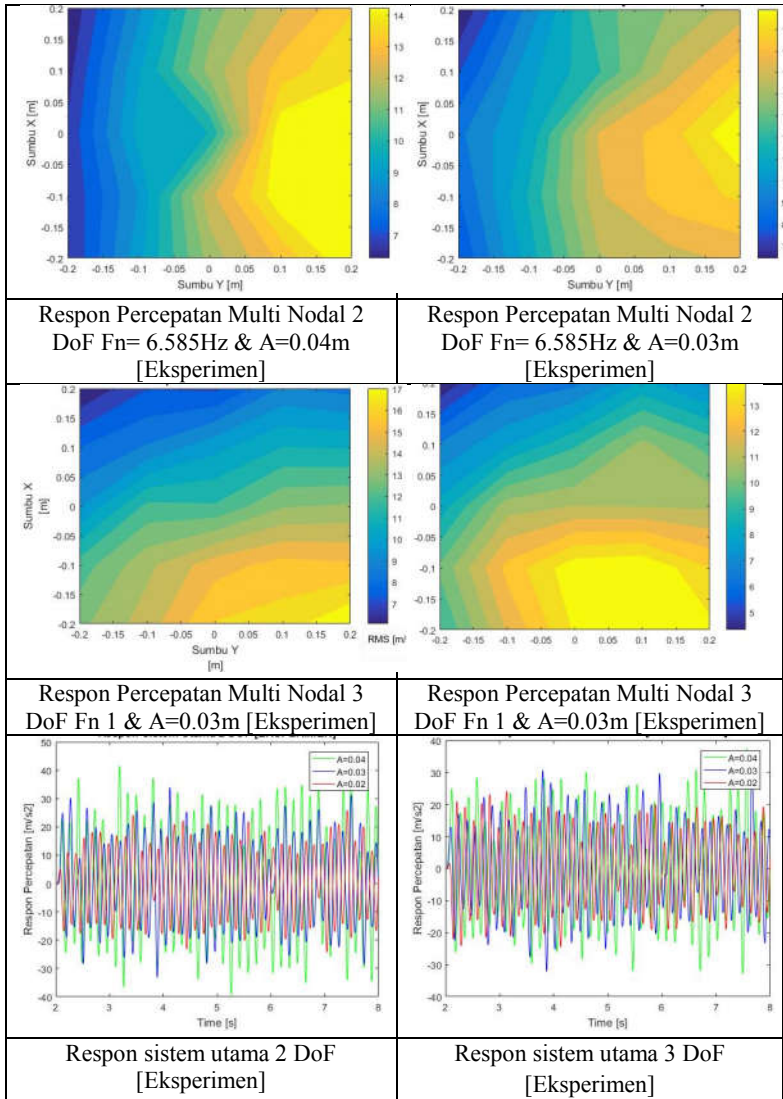
Tabel 4.11 Pengujian K suspensi pegas Variasi 4

No	Massa uji (Kg)	Delta L pegas (m)				Koefisien (N/m)
		1	2	3	Rata-rata	
1	2	0.0061	0.0059	0.0063	0.0061	3216.393
2	3.035	0.0091	0.009	0.0092	0.0091	3271.797
3	4.123	0.0122	0.0119	0.0119	0.012	3370.553
4	4.792	0.0141	0.014	0.0141	0.014067	3341.909
5	6.157	0.0178	0.0181	0.0181	0.018	3355.565
Rata-rata						3311.243

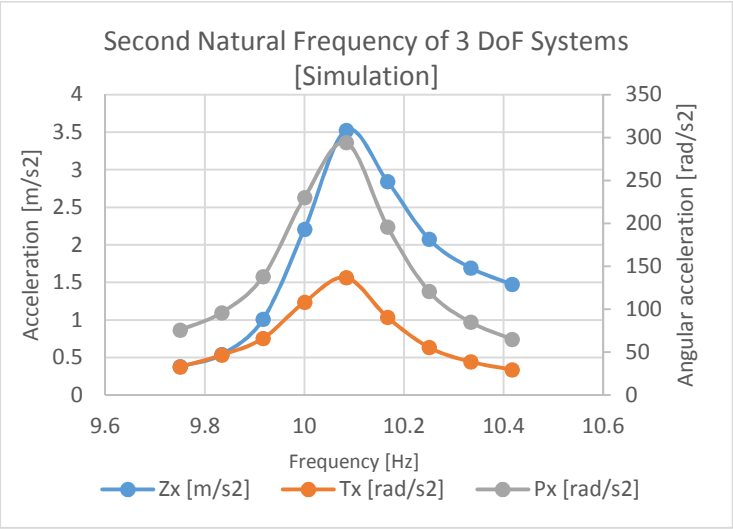
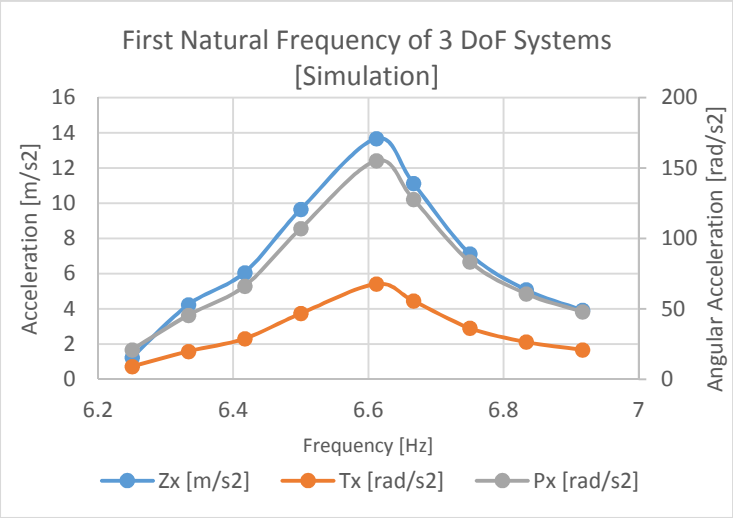
Tabel 4.12 Pengujian K suspensi pegas Variasi 5

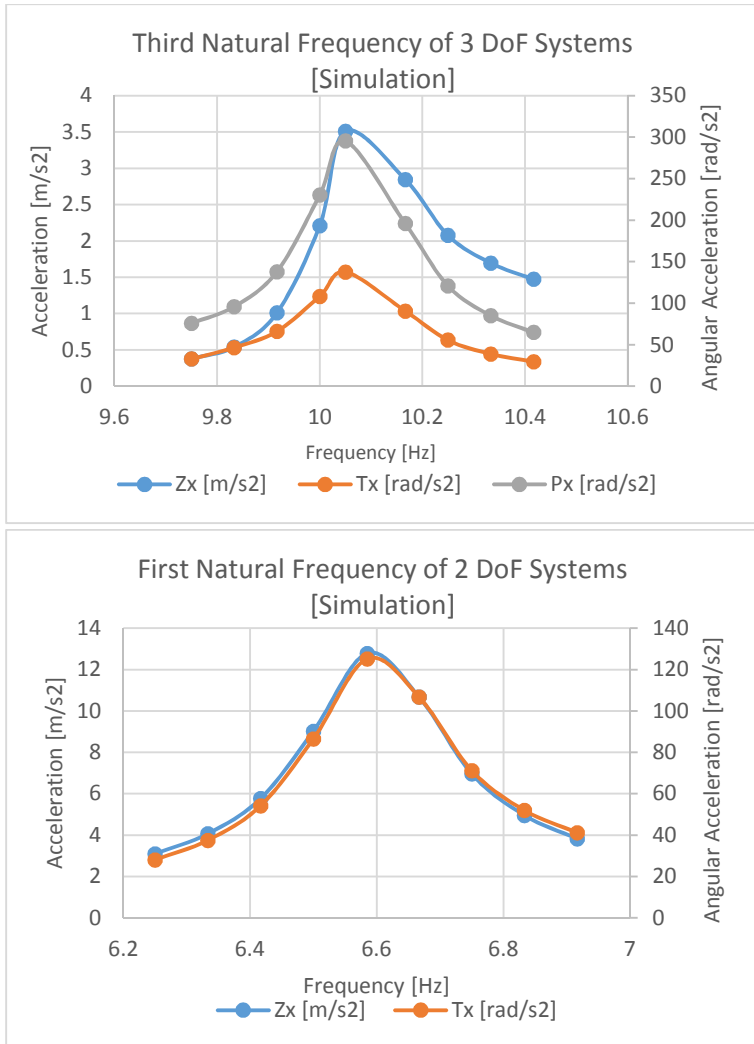
No	Massa uji (Kg)	Delta L pegas (m)				Koefisien (N/m)
		1	2	3	Rata-rata	
1	2	0.006	0.0055	0.006	0.005833	3915.429
2	3.035	0.0074	0.0076	0.0077	0.007567	3934.804
3	4.123	0.0104	0.0103	0.0104	0.010367	3901.604
4	4.792	0.0118	0.0116	0.0119	0.011767	3995.143
5	6.157	0.0151	0.0151	0.0152	0.015133	3991.201
Rata-rata						3955.69

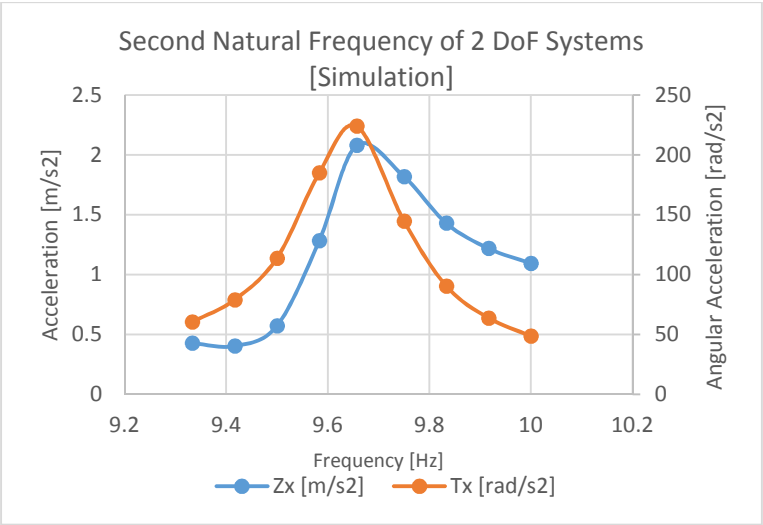
Lampiran Grafik surface Respon 2D



Lampiran Frekuensi Natural Sistem metode SIMULASI







BIODATA PENULIS



Aditya Haq dilahirkan di Banyuwangi, 24 Maret 1994 anak ke-3 dari 3 bersaudara yang terlahir dari orang tua terbaik bernama Sinwani Maksum dan Siti Aisyah.

Riwayat pendidikan penulis diawali di SDN 2 Setail Genteng pada tahun 2000-2006. Penulis melanjutkan pendidikannya di SMPN 1 Genteng pada tahun 2006-2009, kemudian melanjutkan pendidikannya di SMAN 1 Genteng pada tahun 2009-2012.

Selanjutnya di tahun 2013 penulis melanjutkan pendidikan jenjang S-1 di Departemen Teknik Mesin Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS) Surabaya dan lulus pada tahun 2017.

Penulis aktif dalam kegiatan akademik maupun organisasi selama perkuliahan. Penulis juga aktif menjadi Asisten Lab. Metalurgi dan asisten Lab Vibrasi dan Sistem Dinamis pada 2015-2017. Dalam organisasi kemahasiswaan, penulis aktif menjadi staff UKM IBC pada tahun 2013-2014. Selama masa kuliah penulis pernah melaksanakan program *internship* di PT. Indonesi Power U.P. Perak Grati dan mengambil tugas akhir bidang desain di bawah bimbingan Ibu Dr. Wiwiek Hendrowati, ST. MT., dengan judul “Studi Eksperimen Pengaruh Amplitudo Sumber Getar Pada Respon Getaran Multi Nodal Plat *Mechanical Vibration Exciter* Terhadap Arah Gerak *Heave, Rolling, dan Pitching*”.

Motto hidup penulis adalah “Berkaryalah diatas rata-rata orang lain berkarya.” menjadikan penulis lebih bersemangat dan berusaha keras untuk mencapai sesuatu yang diinginkannya. Untuk semua informasi dan masukan terkait tugas akhir ini dapat menghubungi penulis melalui email adityahaq@gmail.com

“Halaman ini sengaja dikosongkan”